



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**

## **Sistema de aquecimento por água quente a altas temperaturas**

**Daniel Filipe Faria da Cunha**

Dissertação de Projeto realizada no âmbito do  
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica  
Especialização em Energia Térmica

Orientador: Prof. Dr. Óscar Mota

Junho de 2017

© Autor, 2017



# Resumo

O presente trabalho aborda os processos de dimensionamento de um sistema de água quente a altas temperaturas, através da realização do dimensionamento de uma instalação deste género. Os seus principais objetivos consistem no dimensionamento de uma rede de água quente para fornecimento de calor em aplicações industriais e também estabelecer algumas comparações com fluidos térmicos utilizados de forma corrente.

Inicialmente, analisa-se a utilização da água líquida como fluido térmico, estudando as propriedades que se relacionam com os fenómenos de transferência de calor e de mecânica dos fluidos e estabelecendo comparações relativamente ao fluido térmico mais utilizado em ambiente industrial, o vapor de água. Também se realizou um exemplo prático que permitisse comparar diferentes fluidos térmicos, estudando o seu escoamento no interior de uma conduta e comparando diversos parâmetros como o diâmetro, a perda de carga, o caudal mássico, a velocidade, o caudal volúmico e a perda de calor. Deste processo, foram retiradas diversas conclusões.

Além disso, realizou-se uma pesquisa bibliográfica acerca dos diversos constituintes, de um sistema de água quente, descrevendo as suas características e explicitando também o seu funcionamento.

De seguida, realiza-se o dimensionamento de uma rede de água quente, explicitando cada etapa do processo, as equações utilizadas e as considerações adotadas. Além disso, selecionam-se componentes para os diversos constituintes da instalação. Por fim, realiza-se a análise paramétrica da instalação.



# Abstract

*This thesis presents the process of dimensioning a high temperature water system, through the dimensioning of an installation of this kind of systems. The main goals of this thesis is the dimensioning of a high temperature water system and stablishing some comparisons with other thermal fluids, used in industrial applications.*

*In the beginning, we analyze the usage of water as a thermal fluid, by studying the properties that are related with the phenomenon of heat transfer and fluids mechanics and by stablishing comparisons with the most common heat conductor, steam. Also, it's presented a practical example which allows us to study the flow in the inside of a tube and stablish comparisons with several variables regarding the flow and the tube, such as the diameter, the head loss, the mass flow, the velocity, the volume flow and heat loss. From this process, we found several conclusions.*

*Besides this, it is also presented a bibliographic study about the several parts of a high temperature water installation, describing its characteristics and explaining its functioning.*

*Also, it also demonstrates the dimensioning of a hot water system, explaining each stage of the process, the equations applied and the considerations taken. Besides, it is selected the components for each part of the installation. By the end, it's presented the parametric analysis of the installation.*



# Agradecimentos

Agradeço à minha família, que sempre me acompanha, em especial à minha avó.

Agradeço ao meu orientador de tese, Professor Óscar Mota, por me ter auxiliado em cada etapa e em cada dúvida do processo. O seu profissionalismo e dedicação facilitaram imenso a realização deste trabalho.

Agradeço ao Engenheiro João Palmeiro, que me permitiu realizar uma visita às instalações industriais da empresa CapWatt, permitindo observar uma instalação típica de um sistema de aquecimento por água quente. Esta experiência auxiliou imenso na compreensão da estrutura e funcionamento da instalação. Agradeço a sua atenção e disponibilidade.





# Índice

Resumo.....	V
Abstract .....	VII
Agradecimentos .....	IX
Índice.....	XI
Lista de figuras .....	XIII
Lista de tabelas.....	XVI
Nomenclatura.....	XVII
Capítulo 1 Introdução .....	XIX
1.1 - Enquadramento histórico, definição e condições de operação .....	XX
Capítulo 2 Propriedades da água.....	XXIII
2.1 - Relação da pressão de saturação com a temperatura .....	XXIII
2.2 - Massa específica da água .....	XXV
2.3 - Calor específico.....	XXVI
2.4 - Viscosidade dinâmica e cinemática .....	XXVII
2.5 - Condutividade Térmica .....	XXVIII
2.6 - Coeficiente de transferência de calor .....	XXX
2.7 - Comparação da utilização de água quente ou vapor como fluido térmico .....	XXXI
2.7.1 - Comparação dos custos do sistema de água com o de sem produção de energia.....	XXXI
2.7.2 - Capital Investido .....	XXXI
2.7.3 - Custos de Operação .....	XXXII
2.7.4 - Manutenção .....	XXXIII
2.7.5 - Sistemas de água e vapor, com produção de energia.....	XXXIII
2.8 - Exemplo prático de comparação de vários fluidos térmicos .....	XXXIV
2.8.1 - Processo de cálculo.....	XXXIV
2.8.2 - Comparação dos resultados obtidos no processo de cálculo .....	XXXVIII
Capítulo 3 Sistemas de aquecimento com água a alta temperatura.....	XL
3.1 - Principais Constituintes.....	XL
3.1.1 - Gerador de Água Quente .....	XL
3.1.2 - Meio de Pressurização.....	XLII
3.1.3 - Vaso de expansão.....	XLIII
3.1.4 - Bomba .....	XLV
3.1.5 - Tubagem .....	XLV
3.1.6 - Permutador de calor .....	XLVI

3.1.7 - Equipamentos de Controlo .....	XLVII
3.1.8 - Equipamento de tratamento da água .....	XLVIII
3.2 - Funcionamento .....	XLVIII
3.3 - Instalações Típicas.....	XLIX
<b>Capítulo 4 Dimensionamento de um sistema .....</b>	<b>LIV</b>
4.1 - Sistema simples .....	LIV
4.1.1 - Instalação .....	LV
4.2 - Exemplo de dimensionamento de parte da instalação .....	LVII
4.3 - Programa de dimensionamento .....	LXII
4.3.1 - Funcionalidades do EES.....	LXII
4.3.2 - Programação do Dimensionamento do sistema .....	LXIII
4.3.3 - Cálculo da Perda de Carga .....	LXIX
4.4 - Cálculo da Perda de Calor .....	LXXII
4.5 - Seleção dos equipamentos.....	LXXIII
4.6 - Análise Paramétrica .....	LXXVIII
4.7 - Análise Económica .....	LXXIX
<b>Capítulo 5 Conclusão .....</b>	<b>LXXXI</b>
<b>Anexo.....</b>	<b>LXXXV</b>
<b>Referências .....</b>	<b>90</b>

# Lista de figuras

Figura 1.1 - Exemplo de um sistema de aquecimento por água quente a alta temperatura [2]. ....	XXI
Figura 2.1 - Relação entre a pressão de saturação e a temperatura da água. ....	XXIV
Figura 2.2 - Variação da densidade e do volume específico com a temperatura da água. ....	XXV
Figura 2.3 - Variação do calor específico com a temperatura, para um valor de pressão constante. ....	XXVI
Figura 2.4 - Variação da viscosidade dinâmica com a temperatura, para um valor de pressão constante. ....	XXVII
Figura 2.5 - Variação da viscosidade cinemática e a temperatura, para um valor de pressão constante, determinadas com o auxílio do software EES. ....	XXVIII
Figura 2.6 - Variação da condutividade térmica da água com a temperatura da água líquida, para um valor de pressão constante. ....	XXVIII
Figura 2.7- Variação da condutividade térmica com a temperatura do vapor de água, para um valor de pressão constante. ....	XXIX
Figura 3.2 - Representação esquemática da distribuição de volume no interior de um vaso de expansão, [1]. ....	XLIV
Figura 3.3 - Representação esquemática da montagem de um sistema de controlo por estrangulamento simples, [2]. ....	XLVII
Figura 3.4 - Representação esquemática da montagem de um sistema de controlo por bypass, [2]. ....	XLVII
Figura 3.5 - Representação esquemática do sistema de controlo misto, [2]. ....	XLVIII
Figura 3.6 - Sistema de pressurização por vapor de água, com uma bomba, [1]. ....	L
Figura 3.7 - Sistema de pressurização por vapor de água, com duas bombas, [1]. ....	L
Figura 3.8 - Sistema de pressurização por gás inerte, com uma bomba [1]. ....	LI
Figura 3.9 - Sistema de pressurização por gás inerte, com duas bombas [1]. ....	LI
Figura 3.10 - Representação esquemática de um sistema de fornecimento directo, circuito singular, [1]. ....	LII

Figura 3.11 - Representação esquemática de um circuito radial [1]. .....	LII
Figura 3.12 - Representação esquemática de um circuito de fornecimento directo, retorno invertido, [1]. .....	LIII
Figura 3.13 - Representação esquemática de um circuito one pipe loop-main, [1]. .....	LIII
Figura 4.1- Representação esquemática de uma caldeira de água quente, aquotubular [4]. .....	LV
Figura 4.2 - Vista de cima da instalação de água quente que se pretende dimensionar. ....	LVI
Figura 4.3 - Vista lateral da instalação. ....	LVI
Figura 4.4 - Gráfico que auxilia a determinação da condutividade térmica da lã mineral. ....	LXI
Figura 4.5 - Tabela com as espessuras adequadas para o isolamento dos tubos. ....	LXI
Figura 4.6 - Linha de programação referente às condições de operação. ....	LXIII
Figura 4.7 - Linha de programação referente às condições do projeto. ....	LXIII
Figura 4.8 - Linhas de programação referentes aos caudais mássicos. ....	LXIV
Figura 4.9 - Identificação dos elementos de cada tubagem do sistema. ....	LXV
Figura 4.10 - Definição das dimensões das tubagens principais.....	LXVI
Figura 4.11 - Definições das dimensões da rede secundária (1º parte). ....	LXVII
Figura 4.12 - Definição das dimensões das tubagens secundárias (2º parte). ....	LXVII
Figura 4.13 - Introdução do comprimento da cada tubagem. ....	LXVIII
Figura 4.14 - Interface do EES da utilização do Procedure PipeFlow. ....	LXIX
Figura 4.15 - Interface do EES para cálculo dos coeficientes de perda de carga localizada. ....	LXX
Figura 4.16 - Identificação de cada curva do sistema. ....	LXXI
Figura 4.17 - Introdução das características do isolamento no software. ....	LXXII
Figura 4.18 - Bomba de água selecionada para o presente sistema de água quente, [8]. ....	LXXIV
Figura 4.19 - Curva de funcionamento da bomba, [8].....	LXXIV
Figura 4.20 - Linhas de programação referentes à utilização da bomba de água. ....	LXXV
Figura 4.21- Programação referente ao cálculo do calor fornecido pela caldeira. ....	LXXV
Figura 4.22 - Permutador de calor por placas brasado produzido pela empresa AlfaLaval, [14]. .	LXXVI
Figura 4.23 - Catálogo da empresa Aquecinox, [16]. ....	LXXVIII
Figura 5.1 - Vista de cima do sistema de água quente que se pretende dimensionar. ....	LXXXII
Figura 5.2 - Vista lateral do sistema a dimensionar. ....	LXXXII
Figura 5.3 - Identificação e diferenciação de cada tubagem do sistema. ....	LXXXIII

Figura A.1 - Linhas de programação para cálculo dos caudais volúmicos. ....	82
Figura A.2 - Linhas de programação para cálculo da área e diâmetro requeridos .....	82
Figura A.3 - Processo de recálculo da velocidade do escoamento no interior da tubagem. ....	83
Figura A.4 - Linhas de programação dos procedure realizados. ....	83
Figura A.5 - Linhas de programação referentes ao cálculo da perda de carga localizada. ....	84
Figura A.6 - Linhas de programação referentes à determinação da perda de carga total .....	84
Figura A.7 - Linhas de programação referentes ao cálculo da perda de calor. ....	85
Figura A.8 - Linhas de programação referentes ao cálculo da massa de combustível. ....	85
Figura A.9 - Linhas de programação referentes ao cálculo da massa de combustível .....	85

# Lista de tabelas

Tabela 2.1 - Diâmetros de tubos industriais normalizados, norma EM10220. ....	XXXVI
Tabela 2.2 - Resultados obtidos no dimensionamento do tubo da água líquida ( $L=1$ m e $Q = 50$ kW).....	XXXVII
Tabela 2.3 - Resultados obtidos no dimensionamento do tubo de vapor de água ( $L=1$ m e $Q = 50$ kW).....	XXXVIII
Tabela 2.4 - Comparação dos parâmetros mais relevantes na análise a cada termofluido. ....	XXXIX
Tabela 4.1 - Tabela com os resultados do cálculo do caudal mássico e do caudal volúmico da tubagem que passa nos consumidores. ....	LVIII
Tabela 4.3 - Apresentação dos resultados obtidos.....	LXVIII
Tabela 4.4 - Comparação dos resultados obtidos através do cálculo prático e do programa de dimensionamento. ....	LXVIII
Tabela 4.5 - Resultados obtidos para a perda de carga e para o coeficiente de transferência de calor por convecção de cada elemento da tubagem. ....	LXX
Tabela 4.6 - Resultados obtidos das perdas de carga localizadas das curvas em T, sentido reto. ...	LXXI
Tabela 4.7 - Resultados obtidos das perdas de carga localizadas das curvas em T, sentido curvo .	LXXI
Tabela 4.8 - Resultados obtidos das perdas de carga localizadas das curvas em cotovelo, $90^\circ$ . ...	LXXII
Tabela 4.9 - Resultados obtidos da perda de calor calculada em cada elemento da tubagem. ...	LXXIII
Tabela 4.10 - Área de transmissão de cada ponto de consumo. ....	LXXVII
Tabela 4.11 - Resultados obtidos para a análise paramétrica do consumo. ....	LXXIX
Tabela 4.12 - Resultados obtidos para a variação paramétrica do diferencial de temperatura ...	LXXIX
Tabela 5.1 - Apresentação das dimensões essenciais de cada tubagem. ....	LXXXIII

# Nomenclatura

$A$	Área [m <sup>2</sup> ]
$c_p$	Calor específico [kJ/kg.K]
$D_{ext}$	Diâmetro exterior [m]
$D_{int}$	Diâmetro interior [m]
$\Delta P$	Perda de carga em linha [kPa]
$\Delta P_{local}$	Perda de carga localizada [Pa]
$\Delta h$	Variação da entalpia [kJ/kg]
$\varepsilon$	Rugosidade relativa
$\varepsilon_{abs}$	Rugosidade absoluta [mm]
$f$	Coeficiente de fricção
$h$	Coeficiente de convecção [W/m <sup>2</sup> .K]
$k$	Condutividade térmica [W/m.K]
$k_{aço}$	Condutividade térmica do aço [W/m.K]
$k_{iso}$	Condutividade térmica isolamento [W/m.K]
$k_s$	Condutividade térmica do vapor [W/m.K]
$L$	Comprimento [m]
$\dot{m}$	Caudal mássico [kg/s]
$\mu$	Viscosidade dinâmica [Pa.s]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]
$\nu_e$	Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]
$Nu$	Número de Nusselt
$Nu_D$	Número de Nusselt em conduta circular
$P_{inst}$	Pressão de instalação [kPa]
$P_{sat}$	Pressão de Saturação [kPa]
$Pr$	Número de Prandtl
$Q$	Calor [kW]
$Re$	Número de Reynolds
$Re_D$	Número de Nusselt em conduta circular
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$Vol$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$Vol_1$	Volume de pressurização [m <sup>3</sup> ]
$Vol_2$	Volume de expansão [m <sup>3</sup> ]
$Vol_3$	Volume imposto por critério [m <sup>3</sup> ]
$T$	Temperatura [°C]
$U$	Coeficiente de transferência de calor no permutador [W/m <sup>2</sup> .K]



$V$	Velocidade [m/s]
$\dot{V}$	Caudal volúmico [m <sup>3</sup> /s]

# Capítulo 1

## Introdução

No capítulo 1, realizou-se uma contextualização da utilização de sistemas de água líquida na atualidade, apresentando a sua definição, o seu enquadramento histórico e analisando também as condições em que estes operam. No capítulo 2, analisou-se as propriedades da água líquida que se relacionam com os fenómenos da mecânica dos fluidos e da transferência de calor, verificando se estas se adequam à utilização da mesma como fluido térmico. Após esta etapa, realizou-se um estudo bibliográfico, procurando comparações entre a água e vapor, recolhendo informação acerca do capital investido em cada uma das instalações, dos seus custos de operação e da manutenção que estas requerem.

No capítulo 3, recolhe-se informação acerca dos principais constituintes das instalações de água, analisando os seus princípios de funcionamento e os requisitos na sua implementação. Também é relevante apresentar instalações típicas, resultantes da aplicação destes sistemas.

Após esta etapa, é necessário criar o esquema de uma instalação, estimar consumos de potência que sejam razoáveis e dimensionar os diversos componentes que a constituem, assim como estabelecer as dimensões das tubagens. No capítulo 4, pretende-se calcular de forma prática, consultando valores tabelados e correlações experimentais, as condições de funcionamento de um ramal da instalação. De seguida, com o auxílio do software EES, calcula-se as condições de funcionamento de todo o sistema, utilizando os resultados obtidos para a seleção dos diferentes componentes. Os valores obtidos inicialmente através de processos práticos servem também para verificar a funcionalidade do programa implementado, corroborando a sua fiabilidade. As conclusões do trabalho constituem o capítulo 5.

Atualmente, em âmbito industrial, o transporte de calor é, de forma mais comum, garantido através de sistemas de vapor, satisfazendo dessa forma as necessidades de potência das empresas em aplicações de aquecimento, produção e fabrico, abrangendo diversos ramos.

Este tipo de solução popularizou-se no início do século XX, através da utilização generalizada de redes de vapor de água, sendo os seus equipamentos comercializados por diversas empresas, que promoviam o seu uso. A opção pelo uso de sistemas de vapor deve-se à sua utilização generalizada, não existindo uma comparação de vantagens e desvantagens com os sistemas de água líquida, apesar da pertinência de verificar qual solução trará mais benefícios. Como tal, este trabalho surge no interesse em aprofundar os conhecimentos no dimensionamento de sistemas de água líquida, realizando um levantamento das suas vantagens e desvantagens.

## 1.1 - Enquadramento histórico, definição e condições de operação

Os sistemas de aquecimento por água quente existem já desde a Antiguidade, embora com intuitos e conceções diferentes das convencionadas atualmente. Nesse período, destacam-se os Romanos, que, cientes de que a água poderia ser utilizada para fornecer calor, incluíam tubagens de água quente, nos seus edifícios, para aquecimento doméstico.

O desenvolvimento deste género de instalações só foi retomado nos séculos XVII e XVIII, com invenções pontuais de diversos engenheiros, espalhados um pouco por toda a Europa, permitindo a progressão na definição dos componentes necessários para o funcionamento do sistema, assim como na procura de soluções para a necessidade de bombear a água e pressurizar o circuito. Assim, é de realçar que o desenvolvimento deste tipo de sistemas se deu a par com a Revolução Industrial e com as descobertas e invenções de outros ramos da Engenharia. A partir de 1880, também se inicia a implementação destes sistemas na América.

No entanto, a promoção da utilização de sistemas de vapor de água, iniciada no início do século XX, incitada pelo desejo de diversos fabricantes em vender os componentes deste tipo de instalações, não permitiu uma comparação fidedigna entre ambos os sistemas [2]. O maior custo inicial de montagem da instalação de vapor, assim como o maior custo de manutenção desses sistemas não foi tido em consideração, de forma errónea. Assim, deu-se a banalização da utilização de vapor de água, sem se considerarem as características vantajosas dos sistemas de água líquida, que podem ser mais adequados para certas aplicações.

No Outono de 1927, é realizada uma conferência na Alemanha que visa destacar a utilização de sistemas de água quente a alta temperatura, assim como o sucesso de algumas das instalações do género apresentadas na conferência. A partir daí, surgem desenvolvimentos na área industrial, ocorrendo diversos casos de utilização de instalações de água quente, permitindo o desenvolvimento sustentável de empresas nesta área, principalmente na América, criando um ramo industrial que se mantém até aos dias de hoje.

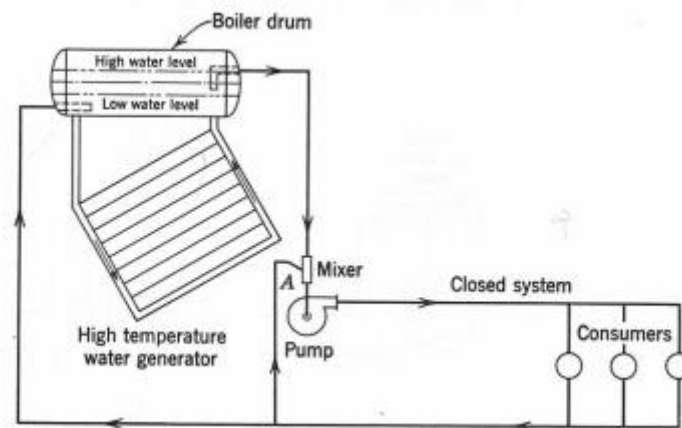
As principais aplicações do sistema de água quente são na produção de energia em cogeração, auxiliando e tornando mais eficientes os sistemas de geração de energia, no aquecimento de espaços muito amplos ou edifícios que necessitem de elevadas quantidades de calor, no fornecimento de calor a várias aplicações industriais, tais como na indústria química, alimentícia, da madeira, do papel, têxtil, de produção de maquinaria e componentes elétricos, do fabrico de plástico e da produção de borracha [2].

Em Portugal, existem também casos pontuais da utilização de instalações de água quente. Assim, destaca-se por exemplo a sua utilização no meio industrial, sendo usado para fornecer calor a equipamentos industriais, como por exemplo, prensas hidráulicas, na estampagem de chapas e, também, para a preparação e o aquecimento de bens alimentícios em larga escala, tais como a

cozedura da cerveja, entre outros. No entanto, é de realçar que se utiliza de forma mais corrente os sistemas a vapor.

O sistema de água quente a alta temperatura possui como função transportar calor para um ou vários pontos de consumo, utilizando água líquida como fluido térmico. De referir ainda, é necessário manter a pressão da água acima da pressão de saturação da temperatura máxima da instalação, caso contrário o fluido irá entrar em ebulição, originando vapor de água. A evaporação do fluido térmico causaria imensos problemas no funcionamento da estrutura, uma vez que esta se encontra dimensionada para as características da água líquida, não sendo admissível a existência de vapor de água nos pontos de consumo, junto aos permutadores. Caso ocorra uma despressurização súbita, a água entrará em ebulição repentinamente, a redução da densidade irá aumentar a velocidade drasticamente, originando o fenómeno de golpe de aríete, comprometendo a estrutura da instalação.

Na figura 1.1, apresenta-se uma instalação típica de água quente.



**Figura 1.1** - Exemplo de um sistema de aquecimento por água quente a alta temperatura [2].

Assim, o sistema consiste num meio de pressurização, que poderá ser concebido utilizando vapor de água ou um gás inerte, uma caldeira aquotubular ou outro meio que permita aquecer a água do sistema, por exemplo, utilizando gases de exaustão de um motor, um circuito fechado de tubagens, sendo a circulação promovida por bombas, e a troca de calor entre o fluido térmico e o ponto de consumo é realizada por permutadores de calor de placas [3].

Os sistemas de aquecimento de água quente a altas temperaturas são concebidos para produzirem água a temperaturas entre, aproximadamente, 177 e 215,5°C. No entanto, a temperatura máxima aconselhada de funcionamento, no dimensionamento do sistema, usualmente, é de 205°C, uma vez que a necessidade de pressurizar a água para valores demasiado elevados e os custos relativos do mesmo tendem a desencorajar a utilização de temperaturas mais elevadas [1].

O sistema deve possuir uma pressão de, pelo menos, 172 kPa acima da pressão de saturação da temperatura máxima do sistema, de modo a evitar a cavitação nas bombas e a impedir que a água se evapore, tornando-se vapor. Por exemplo, um sistema a operar à temperatura mínima de 177°C, sendo  $P_{\text{sat}}=935$  kPa e considerando que  $P_{\text{instalação}}=P_{\text{sat}}+172$ , necessita de uma pressão de, pelo menos,

1107 kPa e um sistema a operar à temperatura de 205 °C,  $P_{sat}=1723$  kPa, requiere uma pressão igual ou maior a 1898 kPa [1].

Assim, tendo em conta a gama de temperaturas aconselhada (177°C;205°C), a pressão de operação deve estar compreendida entre 1104 kPa e 1898 kPa. Esta é a gama de utilização considerada no presente trabalho.

O diferencial de temperatura da água entre a entrada e a saída deve situar-se entre os 55,5°C aos 83,3 °C. Diferenciais de temperatura mais elevados no sistema conduzem à redução do tamanho das bombas de distribuição e dos custos da sua operação, pois requerem menos caudal de água para fornecer o calor pretendido. No entanto, à medida que o diferencial de temperatura aumenta, a capacidade de armazenamento térmico do sistema diminui [1].

No próximo capítulo, analisam-se as propriedades da água relacionadas com a mecânicas dos fluidos e com a transferência de calor, de modo a entender as vantagens da utilização da água líquida como fluido térmico. Também se estabelecem comparações com o vapor, utilizando informação recolhida em bibliografia e exemplo práticos.

# Capítulo 2

## Propriedades termodinâmicas da água

A água é uma substância abundante na Natureza. Provavelmente, é um dos líquidos mais abundantes no nosso planeta e as suas propriedades são únicas [2].

As propriedades da água a baixas temperaturas são familiares para a maior parte dos engenheiros. Assim, este fluido é conhecido por possuir densidade média, calor específico elevado, viscosidade reduzida e condutividade térmica relativamente baixa [2].

No funcionamento do sistema a desenvolver, é necessário que a água se mantenha no estado líquido a altas temperaturas. Para tal, requer-se que a mesma esteja sujeita a altas pressões, assumindo o estado de líquido comprimido, impedindo a ebulição da água, que originaria vapor.

A água é um líquido com propriedades únicas para a sua utilização na condução de calor, uma vez que o calor específico na gama de 0°C a 250°C varia entre 4,15 a 4,6 kJ/kg.K, enquanto que a maioria dos restantes fluidos operam, para o mesmo parâmetro, entre os 1,2 a 2,9 kJ/kg.K. Apenas esta propriedade demonstra que a água líquida é um fluido térmico excelente [2].

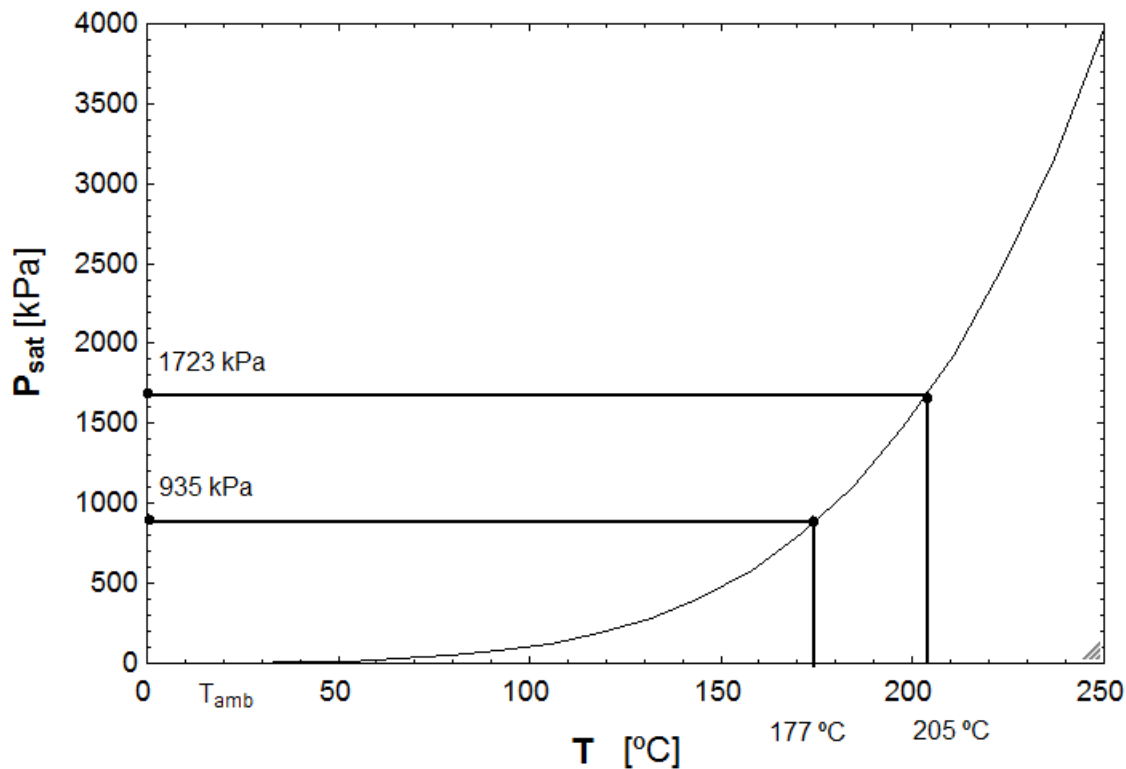
Este líquido encontra-se facilmente disponível e a um preço relativamente reduzido. Além disso, as propriedades da água como condutor de calor são mais favoráveis a altas temperaturas que a baixas, tal como se verificará nas secções seguintes, onde se demonstra que as propriedades favoráveis para a condução de calor aumentam com o incremento da temperatura [2].

As propriedades termodinâmicas foram obtidas com software EES, que consiste numa ferramenta muito utilizada por engenheiros no seu dia-a-dia, permitindo não só a resolução de sistemas de equações, como também disponibiliza os valores de um grande conjunto de propriedades termodinâmicas, abordando também um extenso conjunto de fluidos.

Assim, nas secções seguintes, analisa-se como variam as seguintes propriedades, em função da temperatura: pressão, densidade, volume específico, calor específico, viscosidade dinâmica e cinemática. Além disso, mostra-se também a influência de algumas propriedades no coeficiente de transferência de calor.

### 2.1 - Relação da pressão de saturação com a temperatura

À medida que a temperatura da água aumenta, a pressão de saturação sobe a um ritmo crescente [2]. A figura 2.1 mostra a relação entre estas grandezas:



**Figura 2.1** - Relação entre a pressão de saturação e a temperatura da água.

Assim, verifica-se que, à medida que a temperatura aumenta, a pressão de saturação cresce também, realçando a necessidade de se pressurizar o sistema de forma adequada, evitando a ebulição da água, a temperaturas mais elevadas. A ebulição da água causaria a formação de vapor, impedindo o normal funcionamento do sistema, que não prevê a existência de vapor de água nas suas tubagens, dado que o sistema é dimensionado considerando água líquida como fluido térmico.

Além disso, é de realçar o aumento brusco da pressão de saturação para temperaturas superiores a 250°C, uma vez que se verifica um aumento de 100% da mesma entre 250 e 300°C. Dado este incremento brusco da pressão de saturação com a temperatura, a utilização da água como fluido térmico é limitada à sua gama de utilização, sendo que, mesmo nesta gama, a bomba de água tem de elevar a água até 1895 kPa.

A relação de pressão e temperatura deve limitar a aplicação da água como condutora de calor a uma gama de temperaturas de 205 a 232°C. A partir deste ponto, existem melhores condutores de calor que a água. Na verdade, pode ocorrer casos especiais na indústria que justifiquem a utilização de água a temperaturas próximas de 250 °C, no entanto, nenhum pode ser considerado económico para o aquecimento zonal, nem para o aquecimento de espaços interiores, sendo considerada uma gama de temperaturas pouco prática [2].

## 2.2 - Massa específica da água

A variação da massa específica com a temperatura deve ser cuidadosamente analisada, uma vez que indica o aumento e a diminuição das expansões e contracções da água do sistema, à medida que a temperatura da água varia. Assim, irá determinar o volume de expansão do sistema [2].

Considera-se uma gama de 0 a 250 °C e assumindo uma pressão constante de 4146 kPa. Este valor de pressão é determinado considerando a pressão de saturação da água a 250 °C e admitindo a mesma regra que se deve ter em conta no cálculo da pressão necessária para um sistema de água quente, ou seja, para garantir que não se forma vapor, a pressão deve ser superior à pressão de saturação, em pelo menos 172kPa, de modo a evitar que a pressão do sistema seja inferior à pressão de saturação, na amplitude de temperatura considerada, do 0 a 250°C. A figura 2.2 mostra a variação da densidade e do volume específico da água relativamente à temperatura:

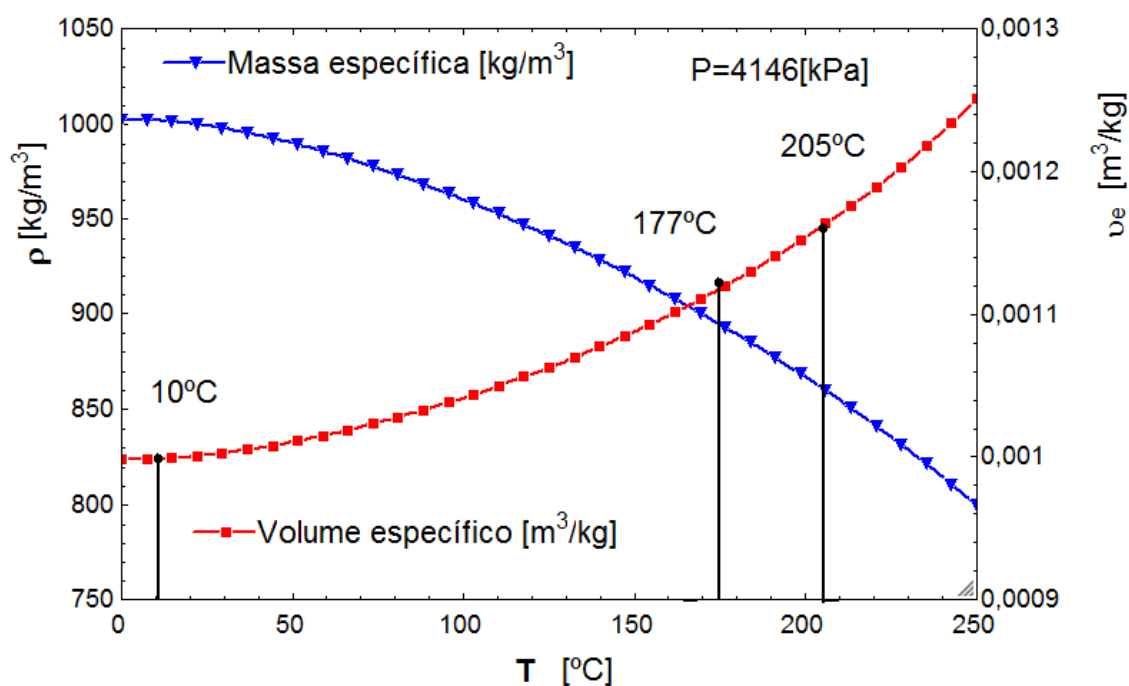


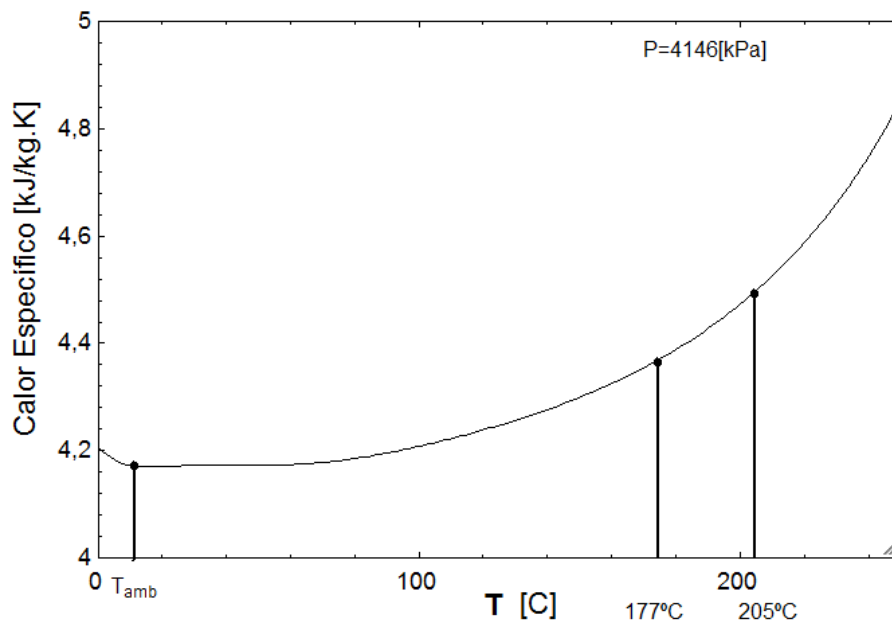
Figura 2.2 - Variação da densidade e do volume específico com a temperatura da água.

A densidade da água tende a ser consideravelmente maior que a do vapor, logo os tubos do sistema de aquecimento de água quente a altas temperaturas devem ser capazes de suportar uma maior massa [2].



## 2.3 - Calor específico

A figura 2.3 apresenta a variação do calor específico, com a temperatura, para uma pressão constante de 4146 kPa.



**Figura 2.3** - Variação do calor específico com a temperatura, para um valor de pressão constante.

Denote-se que, após um pequeno decréscimo, para valores mais elevados de temperatura, o calor específico tende a aumentar de forma cada vez mais acentuada.

Tal como já referido anteriormente, o calor específico da água, na gama de 0°C a 250°C, varia entre 4,15 a 4,6 kJ/kg.K, enquanto que a maioria dos restantes fluidos operam, para o mesmo parâmetro, entre os 1,2 a 2,9 kJ/kg.K. Apenas esta propriedade demonstra que a água líquida é um fluido térmico excelente [2].

Assim, a maior parte dos sistemas de aquecimento de água a alta temperatura possuem excelentes características de armazenamento térmico. Devido à grande quantidade de calor e elevado calor específico da água contida na caldeira e nos tubos, é necessário manter um enorme reservatório de calor, onde o mesmo pode ser aproveitado quando requerido [2].

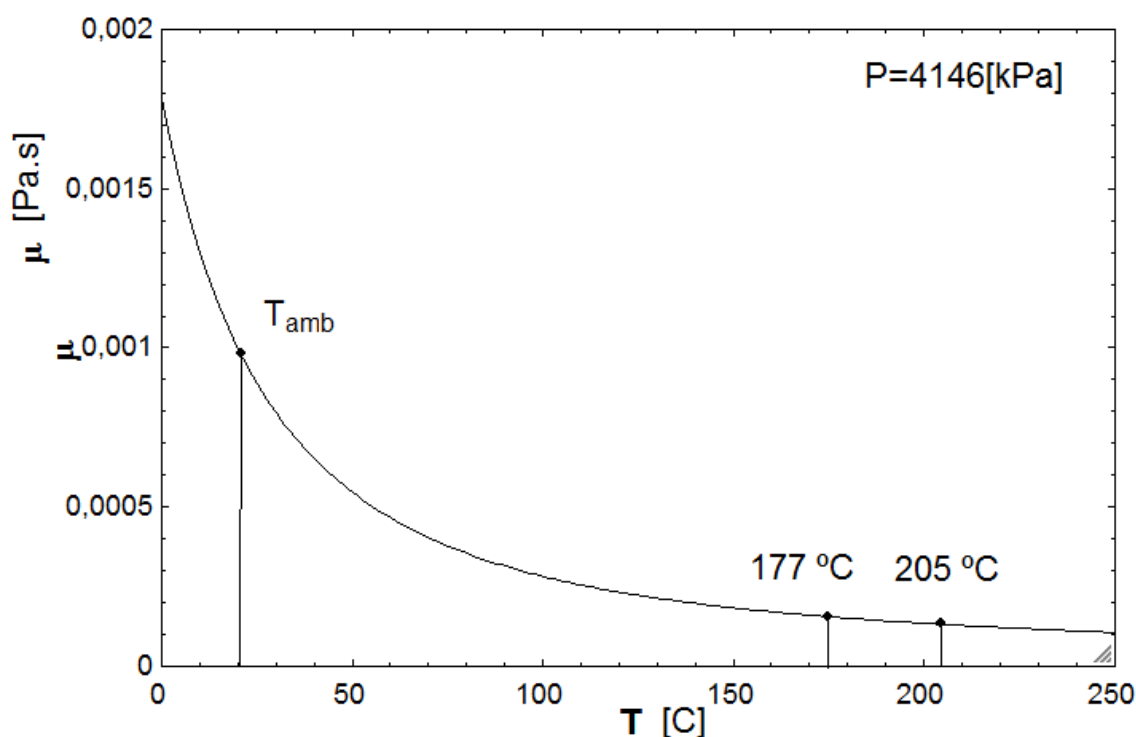
No entanto, a relativa pequena quantidade de água contida no equipamento de transferência de calor e na tubagem associada, comparada com o caudal em circulação em todo o sistema, permite uma mudança brusca de temperatura e no fluxo de calor libertado.

A grande capacidade térmica da água deve-se ao seu elevado calor específico, juntamente com a sua densidade moderada. Assim, ao comparar estas propriedades com o vapor de água, verifica-se que a água líquida possui características muito mais favoráveis que o vapor [2].

## 2.4 - Viscosidade dinâmica e cinemática

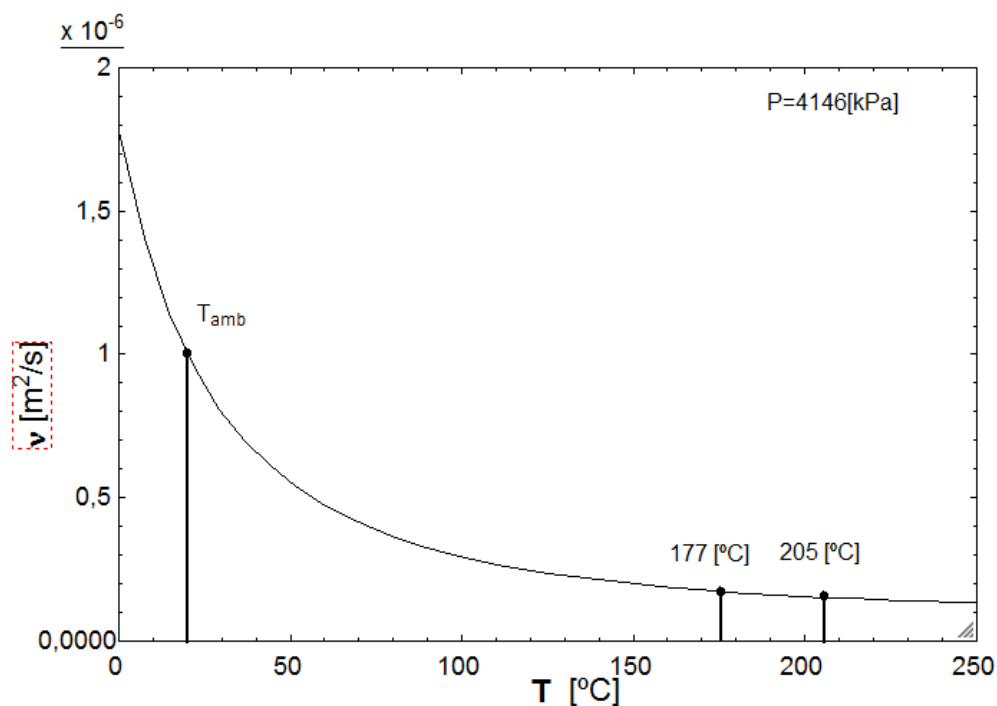
De seguida, apresenta-se, na figura 2.4, a variação da viscosidade dinâmica,  $\mu$ , relativamente à temperatura, considerando uma pressão constante de 4146 kPa.

De realçar a redução cada vez menos acentuada com a temperatura. Existe uma relação entre a viscosidade dinâmica, cinemática,  $\nu$ , e a densidade do fluido,  $\rho$ , expressa pela expressão  $\rho \times \nu = \mu$ . Assim, como a figura 2.3 mostra que a densidade diminui com a temperatura, pode-se prever que a viscosidade cinemática decresce também.



**Figura 2.4** - Variação da viscosidade dinâmica com a temperatura, para um valor de pressão constante.

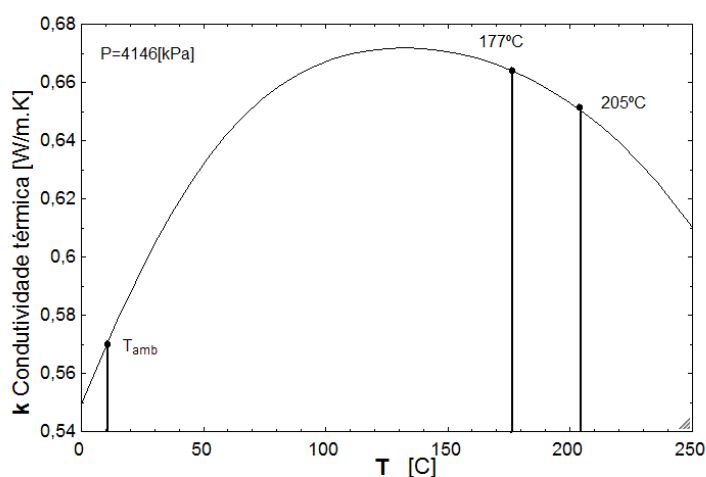
A elevada temperatura, é muito importante considerar o parâmetro da viscosidade cinemática. A variação da viscosidade acarreta grandes influências nas propriedades da transferência de calor, nomeadamente no seu coeficiente de transferência de calor por convecção. De modo a aumentar o coeficiente de transferência de calor, é possível utilizar maiores velocidades nas interfaces onde ocorrem trocas de calor, aumentando a potência transferida. De referir ainda, para a gama de utilização, os valores da viscosidade são praticamente constantes [2].



**Figura 2.5** - Variação da viscosidade cinemática e a temperatura, para um valor de pressão constante, determinadas com o auxílio do software EES.

## 2.5 - Condutividade Térmica

A condutividade térmica da água é relativamente elevada, quando comparada com outros fluidos térmicos e mesmo com o vapor de água. A sua condutividade é cerca de um terço da maioria dos metais e pedras e cerca de 12 a 15 vezes superior à maioria dos materiais isolantes térmicos. A figura seguinte demonstra a sua variação, relativamente à temperatura, para uma pressão de 4146 kPa.



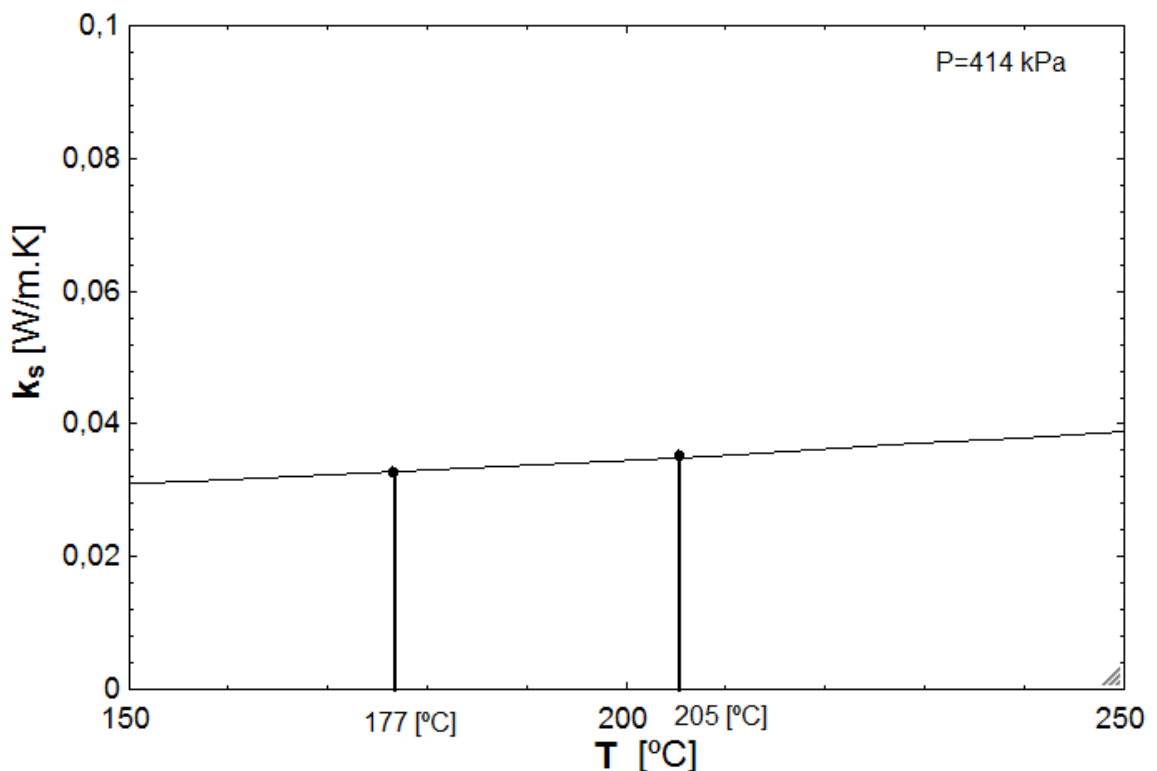
**Figura 2.6** - Variação da condutividade térmica da água com a temperatura da água líquida, para um valor de pressão constante.

Em termos mais absolutos, a condutividade térmica da água pode ser considerada dentro da média. A água não é tão boa condutora de calor como o metal ou alguns tipos de pedras [2].

Esta propriedade é também importante para o dimensionamento do acumulador de calor. Assim, é possível dimensionar as diversas camadas do acumulador, nas quais a água quente e a água fria conseguem coexistir próximas uma à outra por longos períodos de tempo sem se misturarem consideravelmente. A água fria posicionada na camada inferior não se irá misturar com água quente acumulada nas camadas superiores por um período considerável de tempo [2].

Nas tubagens de rede de água, a mistura de água com diferenciais de temperatura elevados acarreta sérios problemas, uma vez que pode ocorrer golpe de aríete. Este fenómeno pode ser justificado pela baixa condutividade da água fria. O calor transferido na pequena interface no interior do tubo entre os dois corpos de água com enorme diferencial de temperatura é maior do que o calor que pode penetrar a massa de água fria. Vapor é formado na interface, aumentando rapidamente a velocidade do escoamento, dada a sua densidade mais reduzida, arrastando também o líquido. A correspondente rápida variação de volume pode produzir choques. A divisão de água em escoamento menos espessos, aumentando a interface, evita este problema [2].

De seguida, seria interessante comparar com a condutividade térmica da água líquida com a do vapor de água. Uma vez que se trata do mesmo fluido, é necessário alterar as condições de pressão e temperatura, estudando a variação deste parâmetro para a pressão ambiente e a temperaturas superiores a 100°C. A figura 2.7 mostra a variação da condutividade térmica do vapor com a temperatura.



**Figura 2.7-** Variação da condutividade térmica com a temperatura do vapor de água, para um valor de pressão constante.

A pressão considerada no gráfico da variação da condutividade térmica do vapor é de 414 kPa, pois este é um dos valores utilizados para a pressão de utilização em redes de vapor. Não se apresenta o valor da condutividade para a temperatura ambiente pois, a esta pressão, o vapor condensa a temperaturas muito reduzidas.

Comparando as figuras 2.6 e 2.7, verifica-se que a condutividade térmica da água líquida é muito superior à do vapor de água, na gama de utilização. Assim, observa-se que a água líquida é melhor condutora térmica que o vapor. Aliás, considerando que, neste intervalo, a condutividade da água é aproximadamente 0,66 W/m.K e a do vapor é de 0,03 W/m.K, podendo afirmar-se que a condutividade da água é cerca de 22 vezes superior à do vapor.

## 2.6 - Coeficiente de transferência de calor

Tendo em conta a gama de temperatura e pressão de utilização, o coeficiente de transferência de calor pode variar dentro de uma ampla gama de valores.

O coeficiente de convecção da água depende de diversos parâmetros, sendo apresentada a sua relação de seguida. Definindo que o coeficiente de convecção da água se designa por  $h$ :

$$h = f(Nu, k, L)$$

$$Nu = g(Re, Pr)$$

$$Pr = h(c_p, \mu, k)$$

$$Re = i(\rho, L, \mu, V)$$

Verifica-se que  $h$  depende das propriedades termodinâmicas da água, nomeadamente de  $\rho$ ,  $c_p$ ,  $\mu$ ,  $k$  e também da velocidade  $V$  e do comprimento característico  $L$ .

Assim, é possível variar de forma acentuada o coeficiente de transferência de calor da água alterando os a velocidade de escoamento. Esta vantagem não está presente quando se utiliza vapor de água como condutor de calor, dado que a sua capacidade de condensação só pode ser influenciada em limites muito estreitos, dado que as propriedades do vapor não se adequam tão bem à transferência de calor e são necessárias variações muito elevadas da velocidade para alterar significativamente o seu coeficiente de transferência de calor [2].

Por esta razão, é possível dimensionar um sistema de aquecimento utilizando velocidades inferiores em tubagens onde são pretendidas reduzidas perdas de calor e, pelo mesmo princípio, empregar velocidades superiores no consumidor de calor, onde se pretende grande dissipação de calor. O correto e adequado dimensionamento dos permutadores de calor para um sistema de aquecimento de água quente a altas temperaturas deve considerar os factos enunciados [2].

## **2.7 - Comparação da utilização de água quente ou vapor como fluido térmico**

Na atualidade, o vapor de água é o fluido mais utilizado para aquecimento. Para que haja preferência pela água quente a alta temperatura, é necessário que esta opção seja vantajosa. Assim, nesta secção será apresentada a forma como as propriedades da água quente podem influenciar o dimensionamento de um sistema de aquecimento e, assim, verificar se é possível economizar, aumentar a segurança do sistema e melhorar o funcionamento operacional do mesmo, através do uso de água quente para transporte de calor, em vez de vapor de água [2].

### **2.7.1 - Comparação dos custos do sistema de água com o vapor sem produção de energia**

Nesta secção, irá apresentar-se uma comparação sucinta entre os sistemas de vapor e de água líquida, considerando aplicações de aquecimento, ou seja, quando o propósito do sistema é fornecer calor. Assim, não se considera ainda situações como a cogeração, onde se produz energia.

De forma a comparar os dois fluidos térmicos, é necessário comparar o capital investido, os custos de operação e os de manutenção. Estes últimos incluem despesas com combustíveis, materiais e recursos humanos [2].

### **2.7.2 - Capital Investido**

Os custos de investimento estão dependentes dos requisitos e do dimensionamento do sistema [2].

Caldeiras de baixa potência são necessárias para sistemas de água a altas temperaturas, uma vez que as menores perdas de carga, juntamente com a maior capacidade de armazenar calor destes sistemas, diminui a carga máxima necessárias às caldeiras, diminuindo as suas dimensões e melhorando a sua eficiência [2].

As válvulas reguladoras de pressão, bombas de condensação, as purgas e as linhas de retorno de condensado não são requeridas, facilitando o design inicial e a subsequente extensão do sistema. O custo dos permutadores de calor para converter o calor em baixas temperaturas e reduzidas pressões é, normalmente mais do que compensado pela poupança nestes equipamentos [2].

A tubagem e as válvulas constituem uma parte considerável do investimento. O sistema de água a alta temperatura, mesmo para transporte de calor a grandes distâncias, é normalmente mais pequeno e mais barato do que o requerido para os sistemas a vapor.

Assim, por comparação entre os sistemas de água a altas temperaturas e os sistemas de vapor, que usualmente operariam entre 207 e 414 kPa, verifica-se que a dimensão dos tubos para o sistema de água, que funcionam de forma mais económica a pressões superiores, são geralmente menores que as linhas de condensação do sistema de vapor comparável [2].

De forma sucinta, apesar de os custos de operação do sistema de água a alta temperatura justificarem um maior investimento neste género de instalações, o investimento total é usualmente inferior quando comparado com os sistemas de vapor de água.

### **2.7.3 - Custos de Operação**

Neste domínio, verificam-se poupanças no combustível utilizado na caldeira. Relatórios acerca de sistemas de água quente a alta temperatura que substituíram sistemas de vapor existentes demonstram poupanças de 20 a 40%, sendo obtidas pelo formato completamente fechado do sistema de água líquida, que devolve todo o calor que não foi utilizado à caldeira de aquecimento. A temperatura da água pode ser reduzida de acordo com a carga de calor requerida segundo variações sazonais, permitindo poupanças de combustível adicionais. A uniformidade do calor fornecido pelas caldeiras também contribui para a poupança de combustível [2].

O sistema de água quente a altas temperaturas não possui a maior parte das perdas de distribuição do sistema de aquecimento a vapor [2]

As perdas de calor que refletem o maior consumo de combustível por parte de sistemas de vapor podem ser sumariadas como:

- Perdas em linha
- Linhas de fornecimento de caudal
- Linhas de retorno

Estas perdas também ocorrem em sistemas de água líquida, no entanto, são mais reduzidas relativamente ao sistema a vapor. As seguintes são exclusivas ao sistema a vapor:

- Fugas responsáveis por perda de vapor
- Perdas por excesso
- Retorno incompleto do condensado
- Aquecimento de água
- Perdas na bombagem
- Perdas nas purgas
- Perdas por aquecimento desfasado

Ainda mais perdas de calor podem ocorrer em sistemas de vapor. De modo a compreender como estas poupanças são possíveis, é necessário estudar atentamente as perdas enunciadas em grande detalhe. Estas perdas são inerentes aos sistemas de vapor e são reduzidas ou eliminadas em sistemas de água a alta temperatura [2].

#### **2.7.4 - Manutenção**

A experiência demonstra que a redução de custos neste campo se deve aos seguintes fatores:

Reparações e manutenções caras são requeridas para as purgas, válvulas reguladoras de pressão, tanques de condensação e para os outros equipamentos que fazem parte destes conjuntos. O sistema de água a alta temperatura só necessita de manutenção nas bombas usadas para circulação [2].

Os tubos de condensações deterioram-se ao longo do tempo mais rapidamente devido à corrosão e à formação de depósitos. Sistemas de água não apresentam estes defeitos. Manter a água alcalina elimina a corrosão [2].

Reparações na caldeira e limpeza causada por formação de depósitos e aquecimento desigual são eliminados. A caldeira tem um período de utilização prolongado [2].

Estes fatores reduzem os custos de manutenção e reparação em cerca de 50 a 75%.

#### **2.7.5 - Sistemas de água e vapor, com produção de energia**

Nesta secção, serão apresentadas as vantagens da utilização de sistemas de água quente a alta temperatura, nomeadamente o aumento na produção de energia nas turbinas de vapor, em conjunto com a aplicação da água quente a alta temperatura, e a poupança no custo de investimento e de funcionamento quando a água é usada para a distribuição de calor [2].

Os sistemas de água líquida e de vapor podem ser utilizados para distribuição e recuperação de calor em centrais de produção de energia por turbinas a vapor. Estas funcionam através da expansão do vapor na turbina, produzindo ação mecânica no veio acoplado à turbina, que será convertida em energia elétrica por um gerador.

Os sistemas de água quente a alta temperatura são adequados para combinar a produção de energia, sendo até claramente superiores aos sistemas de produção de energia a vapor. Quando o vapor a alta pressão se expande no interior da turbina de condensação e é convertido em água quente a alta temperatura para distribuição de calor, ocorre uma grande queda entálpica. Assim, é possível retirar mais energia da turbina quando se utiliza água líquida para distribuir o calor pela central energética. Além disso, podem ser aumentados os estágios de expansão do vapor, reduzindo também os custos de operação do processo.

A energia adicional obtida através do aumento do processo da expansão deve-se a dois fenómenos:

- o sistema de água líquida fornece um reservatório de calor superior, capaz de fornecer o calor requerido e aumentar a potência produzida [2];
- o vapor condensado transmite calor para o utilizador à temperatura de saída do vapor. No entanto, o sistema de água líquida é acompanhado de uma redução da temperatura do fluido. A



água só começa a transmitir calor quando atinge a temperatura de saturação do vapor de saída e completa a transferência a um nível de energia consideravelmente mais reduzido [2].

Assim, a turbina de vapor pode expandir até um nível de energia inferior. De referir ainda, é uma melhoria semelhante em eficiência à experienciada pela implementação de um ciclo regenerativo de vapor, mas de maior magnitude [2].

## **2.8 - Exemplo prático de comparação de vários fluidos térmicos**

De seguida, irá ser apresentado um exemplo prático, o qual avalia o transporte de calor no interior de um tubo de 1 m de comprimento. Os fluidos considerados são a água líquida, fluido em estudo no presente trabalho, o vapor de água, o fluido térmico utilizado mais correntemente, e o termofluido R114, tendo sido selecionado dada a sua disponibilidade e ao facto de ser empregue de forma comum.

O calor a ser transportado em cada tubo deve ser igual para todos os casos, admitindo-se uma potência calorífica constante de 50 kW num ponto mais adiante da tubagem, de modo a poder comparar os fluidos. O valor considerado para o consumo é bastante diminuto, comparativamente com as aplicações industriais correntes, servindo apenas de referência para esta comparação, uma vez que, considerando consumos muito superiores, as tubagens de vapor de água possuiriam dimensões irrealistas. Os cálculos foram realizados recorrendo ao software EES.

### **2.8.1 - Processo de cálculo**

Inicialmente, foi necessário estabelecer alguns parâmetros que permitissem servir de termos de comparação para os fluidos térmicos apresentados. Como tal, selecionou-se o diâmetro das tubagens, a perda de carga em linha e a perda de calor como elementos chave da análise que se pretende efetuar.

Para melhor explicitar o processo de cálculo através do qual se chegou aos resultados, irá ser utilizada a água líquida como referência, sendo que o método é praticamente idêntico para os restantes fluidos térmicos, excetuando algumas considerações específicas.

Inicialmente considerou-se a temperatura máxima do fluido térmico igual a 205°C. Assim, determinou-se a pressão de saturação a esta temperatura

De seguida, calculou-se a pressão nominal dos fluidos no interior do tubo, utilizando informação recolhida na referência [4]. A pressão considerada no sistema de água líquida foi determinada através da informação recolhida na referência [1], sabendo que a pressão no interior do sistema deveria ser, pelo menos, 172 kPa superior à pressão de saturação, ou seja, tal como referido anteriormente, de 1895 kPa.

A pressão utilizada nos sistemas de vapor de água e de termofluido é próxima da pressão atmosférica, sendo utilizado um valor tabelado em [4] para calcular este parâmetro, uma vez que não há necessidade de pressurizar o fluido para valores elevados, sendo apenas necessário garantir a circulação do mesmo no interior da tubagem. Os valores considerados foram de 414 kPa, para ambos os casos.

De seguida, tomou-se que o valor do diferencial de temperaturas seria de 65°C, sendo este um valor estipulado entre o intervalo aceitável para cada um destes fluidos, estando situado entre os 55,5 aos 83,3 °C, tal como indicado na referência [1], na referência [2] e na referência [4].

Para cada fluido, utilizou-se uma estimativa da velocidade convencional no interior da tubagem, de modo a auxiliar os cálculos. De seguida, calculou-se o caudal mássico necessário, através da expressão apresentada:

$$\text{Consumo} = \dot{m} \times \Delta h \quad (2.1)$$

Ora, uma vez que o consumo é de 50 kW, sabendo que a entalpia da água a 205°C é de 875 kJ/kg à pressão considerada, é necessário conhecer a entalpia da água à temperatura de retorno para calcular o caudal mássico necessário para transportar esta quantidade de calor. Uma vez que se estipulou que o diferencial de temperatura seria de 65°C, a temperatura de retorno é de 140°C. A entalpia da água será de 590,2 kJ/kg, no retorno. A diferença de entalpias está definida por  $\Delta h$ , permitindo assim calcular o caudal mássico, que será de 0,1756 kg/s.

De seguida, procedeu-se ao cálculo do caudal volúmico. Assim, estimando a velocidade no interior da tubagem em  $V=1,5$  m/s, posso calcular a área de secção necessária e o diâmetro interior.

$$\dot{m} = \rho \times \frac{\pi \times D_{int}^2}{4} \times V \quad (2.2)$$

E, para  $T=205^\circ\text{C}$ , a densidade na tubagem é de  $\rho=859$  kg/m<sup>3</sup>. O caudal volúmico foi calculado em 2E-4 m<sup>3</sup>/s. A área necessária é de 1,3E-4 m<sup>2</sup> e o seu diâmetro de 0,01317 m. Como foi enunciado, é necessário escolher um diâmetro interior normalizado, de acordo com a norma EM10220, tabela 2.1, dado que se pretende utilizar demonstrar a legitimidade da utilização de água líquida a altas temperaturas.

**Tabela 2.1** - Diâmetros de tubos industriais normalizados, norma EM10220.

Diâmetro exterior do tubo			
Série fundamental [mm]	Diâmetro nominal [polegadas]	Espessura da parede [mm]	Massa teórica [kg/m]
10,2	1/8"	1,6	0,344
13,5	1/4"	1,8	0,522
16,0		1,8	0,632
17,2	3/8"	1,8	0,688
20,0		2,0	0,890
21,3	1/2"	2,0	0,962
25,0		2,0	1,130
26,9	3/4"	2,3	1,410
30,0		2,6	1,770
31,8		2,6	1,880

O diâmetro interior selecionado é de 16 mm, após consulta da tabela apresentada.

Como o novo diâmetro,  $D_{int}=16\text{mm}$ , é diferente do anterior recalcula-se a velocidade, tendo-se obtido  $V=1,017\text{ m/s}$ .

Após esta etapa, procedeu-se ao cálculo da perda de carga e da perda de calor no tubo, através das funções disponíveis no software e de expressões introduzidas no programa. As funções utilizadas são apresentadas de seguida:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{f \times V^2 \times \rho_{\text{água}}}{2 \times D_{int}} \quad (2.3)$$

Em que  $L = 1\text{ m}$  e  $f$  é o fator de fricção dado pela expressão seguinte:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.4)$$

$$Re = \frac{\rho_{\text{água}} \times V_{\text{água}} \times D_{int}}{\mu} \quad (2.5)$$

Sendo  $\varepsilon$  a rugosidade relativa, definida pelo quociente entre a rugosidade absoluta e o diâmetro da conduta,  $\frac{\varepsilon_{abs}}{D_{int}}$ .

Para o cálculo do número de Reynolds, é necessário conhecer a viscosidade dinâmica da água. Assim, para  $T=205^\circ\text{C}$ ,  $\mu=1,31\text{E-}4\text{ Pa.s}$ . Além disso, admitiu-se também que a rugosidade absoluta do

aço seria de 0,048 m, sendo o valor da rugosidade relativa  $\varepsilon = \frac{\varepsilon_{abs}}{D_{int}} = 0,003$ . Tendo em conta estes valores, os resultados obtidos são  $Re=106681$ ,  $f=0,02891$  e  $\Delta P = 0,8021$  kPa/m.

De seguida, calculou-se a perda de calor, admitindo apenas a troca de calor por condução com o tubo e a perda de calor por convecção para o exterior, equação 2.6. Para obter o valor da condutividade térmica do material do tubo,  $k_{aço}$ , recorreu-se a valores tabelados, admitindo que o aço utilizado seria o aço AISI 316, um aço que pode ser utilizado para aplicações de transporte de calor [10]. O cálculo do coeficiente de convecção exterior,  $h$ , foi feito recorrendo às equações 2.8, 2.9 e 2.10, em que  $L=1$  m.

$$Q_{perda} = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{amb}}{\frac{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{2\pi k L} + \frac{1}{h \times \pi \times D_{int} \times L}} \quad (2.6)$$

$$D_{ext} = D_{int} + 2 \times e \quad (2.7)$$

$$Nu = \frac{h \times L}{k_{\acute{a}gua}} \quad (2.8)$$

$$Nu_D = 0,023 \times Re_D^{0,8} \times Pr^{0,3} \quad (2.9)$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} \quad (2.10)$$

O calor específico,  $c_p$ , para  $T=205^\circ\text{C}$  é igual a 4,513 KJ/kg.K. Substituindo-se os valores conhecidos na equação 2.10,  $Pr=9\text{E}-4$ . Com este valor e  $Re=106681$ , através das equações 2.8 e 2.9, resulta  $h=14,763$  W/m<sup>2</sup>.K.

A tabela 2.2 mostra os resultados obtidos no processo de dimensionamento do tubo de água líquida.

**Tabela 2.2** - Resultados obtidos no dimensionamento do tubo da água líquida ( $L=1$  m e  $Q = 50$  kW)

Parâmetro	Resultados obtidos
$\dot{V}_{\acute{a}gua} (m^3/s)$	0,0002
$V_{\acute{a}gua} (m/s)$	1,017
$\dot{m}_{\acute{a}gua} (kg/s)$	0,1756
Área (m <sup>2</sup> )	0,0002011
$D_{int} (m)$	0,016
$\Delta P (kPa/m)$	0,6034
$Q_{perda} (W)$	171

No caso do tubo com vapor de água, utilizou-se a mesma temperatura,  $T=205^\circ\text{C}$ . No entanto, não é necessária uma pressurização tão elevada. Através da referência [4], verifica-se que a velocidade média do fluido dentro do tubo é de 25 m/s e que um dos valores de pressão relativa standardizados

era de 414 kPa, tendo-se optado por este valor. Repetiu-se o procedimento para este fluido, obtendo-se os resultados apresentados na tabela 2.3:

**Tabela 2.3** - Resultados obtidos no dimensionamento do tubo de vapor de água ( $L=1$  m e  $Q = 50$  kW)

Parâmetro	Resultados obtidos
$\dot{V}_{vapor} (m^3/s)$	0,01144
$V_{vapor} (m/s)$	23,68
$\dot{m}_{vapor} (kg/s)$	0,022
Área ( $m^2$ )	0,00046
$D_{int} (m)$	0,0248
$\Delta P (kPa/m)$	0,597
$Q_{perda} (W)$	7

O transporte de calor por termofluido não faria sentido no mesmo intervalo de temperaturas, uma vez que este só é usado para temperaturas mais elevadas.

Assim, adotou-se que a temperatura de 220°C. Além disso, admitiu-se que o termofluido iria operar à mesma pressão que o vapor de água, 414 kPa. Por fim, consultando a referência [4], considerou-se que a velocidade deveria ser estimada para um valor inicial de 4 m/s no interior da tubagem. Assim, obtiveram-se os seguintes resultados, que constam da tabela 2.4:

**Tabela 2.4** - Resultados obtidos no dimensionamento do tubo de termofluido ( $L=1$  m e  $Q = 50$  kW)

Parâmetro	Resultados obtidos
$\dot{V}_{R114} (m^3/s)$	0,01001
$V_{R114} (m/s)$	3,795
$\dot{m}_{R114} (kg/s)$	0,891
Área ( $m^2$ )	0,0025
$D_{int} (m)$	0,0577
$\Delta P (kPa/m)$	0,2435
$Q_{perda} (W)$	40

### 2.8.2 - Comparação dos resultados obtidos no processo de cálculo

A tabela 2.4 compara os resultados mais relevantes obtidos no processo de cálculo, para cada um dos termofluidos considerados. É interessante constatar algumas particularidades acerca de cada um dos fluidos térmicos.

A água líquida é o fluido que necessita de menor caudal volúmico para conduzir o calor pretendido, obtendo-se tubagens de menores dimensões, comparativamente com o vapor.

O vapor de água conduz a uma menor perda de calor ao longo do tubo, quase equivalente ao calor dissipado no tubo de termofluido. Assim, pode-se concluir que determinadas situações podem levar a maior dissipação de calor por parte da utilização de água líquida como fluido térmico, no entanto, as dimensões mais reduzidas da tubagem permitem a fácil aplicação de isolamentos de maior espessura, sendo este um problema fácil de contornar, sem prejudicar a logística do local e da instalação.

De referir ainda, a água líquida apresenta uma perda de carga em linha ligeiramente superior aos restantes fluidos térmicos. Apesar disso, tal como enunciado anteriormente, os sistemas de água líquida a altas temperaturas são bastante mais simples que os restantes, não apresentando, por exemplo, a complexidade de um sistema a vapor. Ora, a simplicidade das linhas de água líquida justifica uma maior perda de carga em linha nas suas tubagens, pois as tubagens de vapor, por exemplo, acarretam maiores fugas por perda de vapor, maiores perdas devido a linhas de retorno de condensado, não necessárias em sistemas de água líquida, e ainda dissipação de calor por aquecimento desfasado. Assim, é possível concluir que a simplicidade do sistema de água líquida pode conduzir a uma perda de carga do sistema menor, embora a perda de carga em linha da água seja superior.

A utilização do termofluido justifica-se pela sua aplicabilidade a temperaturas superiores, acima de 205°C, podendo estes sistemas operar a temperaturas máximas de 300°C. Estas características podem justificar a opção por este género de fluidos térmicos. No entanto, admitindo que esses requisitos não se aplicam, não é aconselhada a sua utilização, uma vez que o custo deste fluido térmico é mais elevado e não conduz a melhorias significativas no sistema, apresentando maior perda de calor que a água líquida e um valor de perda de carga intermédio, comparativamente com os dois restantes fluidos térmicos considerados. No entanto, dadas as características de cada termofluido, as suas instalações são também bastante complexas, originando perdas de carga consideráveis. Assim, embora possua menor perda de carga que os sistemas de água líquida, tal como os sistemas a vapor, apresenta maior complexidade e custo de disponibilidade do fluido, acarretando desvantagens que tendem a cobrir as vantagens enunciadas.

Note-se que esta comparação é limitada às hipóteses em que se baseia, não podendo daqui extrapolá-la a outras situações não consideradas. Assim, apresenta-se a tabela 2.4, que permite estabelecer comparações para cada termofluido.

**Tabela 2.4 - Comparação dos parâmetros mais relevantes na análise a cada termofluido.**

Parâmetro	Água Líquida	Vapor de água	Termofluido
$\dot{m} \text{ (kg/s)}$	0,1756	0,022	0,891
$D_{int} \text{ (m)}$	0,016	0,0248	0,0577
$\Delta P \text{ (kPa/m)}$	0,6034	0,597	0,2435
$Q_{perda} \text{ (W)}$	171	7	40

## Capítulo 3

# Sistemas de aquecimento com água a alta temperatura

Neste capítulo, descrevem-se os principais constituintes de sistemas de aquecimento a água a alta temperatura. Estuda-se as suas características e princípios de funcionamento. Tendo em conta o seu projeto, enumeram-se as recomendações que devem ser realçadas neste processo. São também referidas as instalações típicas deste método.

### 3.1 - Principais Constituintes

A figura 1.1 representa um sistema simplificado de aquecimento de água a alta temperatura que consiste num meio de pressurização, um gerador de água a alta temperatura, um sistema de circulação ativo completamente fechado funcionando com bombas e consumidores de calor alinhados paralelamente. Descrevem-se seguidamente os principais constituintes. Além destes, existem equipamentos de controlo e de tratamento de água.

#### 3.1.1 - Gerador de Água Quente

O aquecimento da água quente no circuito pode ser realizado utilizando diversas fontes de calor, desde caldeiras aquotubulares, sendo este o método mais comum, até ao simples reaproveitamento de gases de exaustão de processos de combustão de motores, por exemplo.

A água quente pode ser obtida por aquecimento direto ou indireto. Assim, o aquecimento direto consiste no aproveitamento do calor resultante da combustão de combustíveis fósseis, tais como o carvão, o gás natural, entre outros, em caldeiras de aquecimento forçado ou natural. O

aquecimento indireto refere-se à condensação de vapor e a sua mistura com a água fria em contacto direto em permutadores de calor.

Além disso, também é possível realizar o aquecimento por reator nuclear, uma vez que, em centrais nucleares, a água utilizada para arrefecer o reator atinge elevados valores de temperatura, sendo possível o seu reaproveitamento para este fim. Esta possibilidade não será tratada, uma vez que é de um caso específico [2].

#### **a) - Aquecimento direto**

Assim, várias caldeiras de vapor têm sido adaptadas para produção de água quente. Para este efeito, podem ser utilizados diversos combustíveis fósseis. No entanto, salienta-se que nem todas as caldeiras de vapor podem ser convertidas para este fim, uma vez que algumas caldeiras necessitam de largas quantidades de vapor nas suas paredes, logo a sua seleção e design deve ser cuidadosa [2].

Neste tipo de aquecimento, enquadram-se caldeiras com dois princípios de circulação distintos: circulação natural, escoamento do fluido por gravidade, e circulação forçada, escoamento do fluido por meio de bombas.

As caldeiras de circulação natural por gravidade possuem um padrão de circulação definido e este não deve ser alterado pela introdução de água quente no circuito. Algumas caldeiras deste género requerem a produção de grandes quantidades de vapor de água nas suas paredes, de modo a manter a sua circulação interna, não sendo possível adaptá-las para a produção de água quente. Nas caldeiras de circulação natural, é de realçar que a água de retorno que entra na caldeira é completamente absorvida pela circulação natural do circuito. Apesar da ausência de bolhas de vapor, a circulação gravítica interna da caldeira é suficiente para os efeitos pretendidos. A máxima temperatura da água, superior à temperatura empregue usualmente nas linhas de vapor, não irá comprometer a estrutura da caldeira.

As caldeiras de circulação forçada são especialmente adequadas para o aquecimento de água, podendo ser facilmente adaptadas para este efeito. Este género de circulação dispensa o problema de direccionar e controlar a circulação criada pelas diferentes densidades da água, que varia com o aumento da temperatura, tal como se viu na figura 1.3, recorrendo-se a uma bomba que promove a circulação do fluido e o irá controlar. Assim, grande parte dos problemas encontrados na circulação natural são resolvidos.

#### **b) - Aquecimento indireto**

Apresenta-se seguidamente os três métodos distintos, utilizados no aquecimento indireto: aquecimento em cascata, aquecimento por fluidos térmicos e aquecimento elétrico.

O aquecimento em cascata é o método mais comum para produzir água quente. Recorre a caldeiras de vapor e o aquecimento da água fria é feito por mistura com o vapor. Este design pode



acarretar custos iniciais mais elevados. A operação destes sistemas não é fácil, no entanto, a sua eficiência térmica é equivalente à de uma caldeira que produz água quente.

O método de aquecimento por fluidos térmicos consiste na utilização de um fluido térmico auxiliar, a pressões relativamente reduzidas, que irá trocar calor com a água fria num permutador. Assim, apontam-se como vantagens destes sistemas a segurança e facilidade com que é possível operar os mesmos.

O conceito de aquecimento elétrico pode ser também dividido em direto ou indireto: contacto direto com o eletrodo ou o aquecimento indireto com uma resistência elétrica. No entanto, o aquecimento por recurso ao eletrodo provoca formação de gases, que nem sempre podem ser facilmente eliminados. Este método é usualmente utilizado quando a energia elétrica está facilmente disponível, por exemplo, numa cogeração.

### **3.1.2 - Meio de Pressurização**

Tal como referido, é necessário impedir a formação de vapor na rede de água, quer este esteja em circulação ou em repouso. Este ponto é conseguido através da pressurização da água acima da pressão de saturação somada à pressão estática do ambiente. Tal como indicado, a pressão à qual deve estar a água deve ser aproximadamente superior em 172kPa à pressão de saturação da temperatura máxima do sistema, prevenindo-se também a cavitação da bomba. O único ponto do sistema onde se pode obter vapor, sendo este utilizado como meio de pressurização é no vaso de expansão [1].

De referir ainda, a perda de pressão pode resultar no golpe de ariete, danificando a estrutura do sistema. Este fenómeno resulta de variações de pressão abruptas, que irão causar a movimentação do fluido a alta velocidade no interior das tubagens, provocando uma “pancada” que irá danificar a estrutura. Existem 3 processos básicos para obter a pressurização do sistema: pressurização por êmbolo ou coluna de água estática, por vapor ou por gás.

é o mais prático independentemente da temperatura da água ou do volume da mesma no vaso de expansão. No entanto, embora seja o conceito mais simples, não é aplicável no dia-a-dia, uma vez que o êmbolo necessitaria de demasiada manutenção para ser prático. A coluna de água serviria o mesmo propósito, com um design ainda mais simples. Não é um método adaptável a ambiente industrial, pelo menos com resultados eficazes.

O conceito de pressurização por vapor é simples, a pressão é exercida através da introdução de vapor de água no reservatório, ou equipamento utilizado para o efeito. A pressurização por vapor depende apenas da temperatura da água em contacto com o vapor. O volume de vapor em expansão no tanque, ou reservatório, irá ajustar-se automaticamente, sem variações de pressão, quer na água líquida, quer no vapor, mantendo a mesma pressão de saturação na água em contacto com o vapor. Este ponto é extremamente importante, uma vez que irá garantir que não se formará vapor nos permutadores de calor do sistema. Para os efeitos práticos necessários, a água quente poderá

fornecer o vapor suficiente, através da sua interface, para manter a pressurização. A camada superior de água deve ser mantida à temperatura mais elevada e, juntamente com o vapor que flutua acima da água líquida, ambos são protegidos contra o arrefecimento mantendo um fornecimento contínuo de água quente no vaso de pressurização. Este é o método mais comum, uma vez que se trata do mais barato.

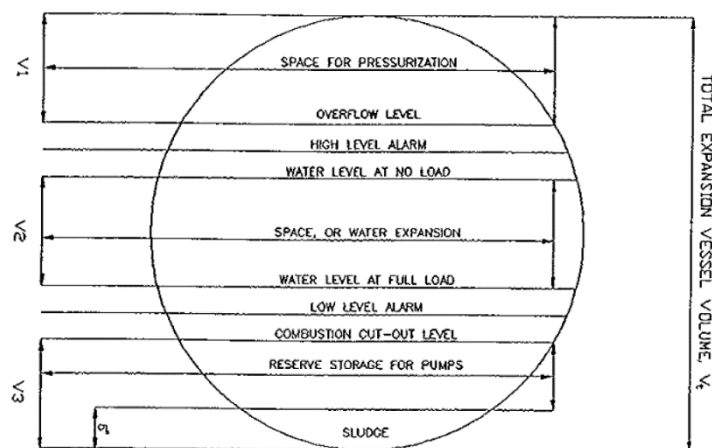
No método de pressurização por gás, obtém-se a pressão desejada da água na rede através da utilização de um gás, fornecido por um compressor ou garrafa. O gás mais utilizado é o azoto, no entanto, deve-se realçar que o ar também tem sido utilizado em alguns casos. De referir ainda, que irá existir água líquida saturada, ou vapor, no espaço destinado ao gás, e também irá exercer pressão na interface da água. Esta pressão parcial do vapor terá de ser adicionada à pressão exercida pelo gás, produzindo uma pressão total que irá oscilar entre limites variáveis. A amplitude de variação pode ser controlada através do tipo de operação realizada e do design escolhido. A necessidade de adquirir um gás neutro torna este método mais caro.

### **3.1.3 - Vaso de expansão**

Todos os sistemas de água quente devem possuir um tanque de expansão, operando também como reservatório do sistema, permitindo a inspeção e manutenção de todo o funcionamento do circuito, mesmo quando este se encontra em funcionamento [1].

Este equipamento tem como objetivo não só absorver as expansões e contrações da água presente no sistema, que variam consoante as alterações de temperatura, mas também garantir a pressurização correta do sistema, assegurando que a pressão no interior da rede é a pressão requerida [1].

Assim, tal como se pode observar na figura seguinte, apresenta-se a divisão de volume no interior do vaso de expansão, considerando parte do volume do vaso para o vapor pressurizar o sistema,  $V_1$ , parte para o reservatório absorver as expansões e contrações do sistema,  $V_2$ , e ainda volume,  $V_3$ , para armazenar resíduos, que deverão ser removidos após manutenção, impedir a cavitação da bomba e ainda para garantir alguma capacidade de reserva, de modo a fornecer caudal de água em situações de falha do sistema de bombagem [1].



**Figura 3.1** - Representação esquemática da distribuição de volume no interior de um vaso de expansão, [1].

De seguida, irão ser apresentados os passos para o correto dimensionamento do vaso de expansão adequado para sistemas de pressurização a vapor, os mais utilizados de forma corrente.

A primeira noção no dimensionamento do volume do vaso de expansão é de ordem empírica. O somatório de todas as secções de volume apresentadas será igual ao volume total. Ou seja:

$$Vol_T = Vol_1 + Vol_2 + Vol_3 \quad (3.1)$$

De seguida, é possível determinar o volume destinado à pressurização, através da relação seguinte:

$$Vol_1 = 0,2 \times (Vol_2 + Vol_3) \quad (3.2)$$

Assim, convencionou-se que este espaço seria suficiente para garantir a pressurização do sistema, através do vapor. De referir ainda, que a pressão alcançada não é só dependente do volume destinado a este fim, mas também da quantidade de vapor que ocupará esse espaço, sendo este parâmetro ajustável.

Para efetuar o cálculo de  $Vol_2$ , é necessário entender a sua utilidade. Tal como enunciado, pretende-se que este espaço absorva todas as expansões do sistema. Assim, é preciso a máxima expansão da linha de fornecimento e subtrair pela mínima expansão dessa mesma linha. Após este passo, repete-se o procedimento, desta vez para a linha de retorno, somando a expansão máxima total, equação 3.3.

$$Vol_2 = \left( \frac{massa_{máxima}^{entrada}}{\rho_{máximo}^{entrada}} - \frac{massa_{mínima}^{entrada}}{\rho_{mínimo}^{entrada}} \right) + \left( \frac{massa_{máxima}^{retorno}}{\rho_{máximo}^{retorno}} - \frac{massa_{mínima}^{retorno}}{\rho_{mínimo}^{retorno}} \right) \quad (3.3)$$

O cálculo de  $V_{03}$  será o maior valor obtido de dois critérios: o volume de água necessário para cobrir o topo da linha de entrada da bomba por 16 cm ou o volume necessário para abastecer as linhas de consumo durante 30 segundos, baseando-se na capacidade da bomba.

Assim, é possível determinar o volume total do vaso de expansão total.

#### **3.1.4 - Bomba**

Para garantir a pressão da água na rede, é convencional a utilização de bombas centrífugas, uma vez que estas permitem atingir elevados níveis de eficiência. Os principais critérios na seleção de uma bomba para sistemas de água são a perda de carga do sistema, a sua adequabilidade para este género de sistema e a capacidade de impedir fugas [2].

Podem ser utilizados várias bombas no sistema. Além disso, é ainda possível agrupar estes equipamentos de duas formas, criando um sistema de bombagem, sendo que podem utilizar-se várias bombas para servir o propósito de fornecer água ao gerador de calor e ao permutador, ou um sistema de bombagem duplo, sendo que um conjunto de bombas garante o fornecimento à distribuição e outro garante ao gerador de calor [1].

A bomba deve estar acessível à manutenção e revisões devem ser realizadas para prevenir o desalinhamento devido a dilatações, uma vez que a face exterior dos tubos se encontra a alta temperatura [1].

Em sistemas de pressurização por gás, o vaso de expansão deve estar localizado no lado de entrada do gerador e no lado de secção da bomba. Tal como no sistema pressurizado a vapor, a bomba deve estar acessível à manutenção e revisões devem ser realizadas para prevenir o desalinhamento.

#### **3.1.5 - Tubagem**

A tubagem consiste numa rede de tubos interligados que devem ser dimensionados não só consoante as especificações da circulação de água quente, mas também com as condições do local onde se pretende implementar o sistema. Assim, será importante considerar as condições de circulação de caudal, uma vez que as diferentes válvulas e ramificações da tubagem dependem, acima de tudo, das condições de engenharia do local.

A velocidade do escoamento no interior da tubagem pode ser excessiva, causando erosão nos tubos mais frágeis, fabricados em materiais mais dúcteis. A velocidade do fluido no interior da tubagem não deve ultrapassar 2,4 m/s. A erosão é fácil de evitar em tubos mais robustos, nomeadamente os fabricados em aço, no entanto, a mesma pode ocorrer caso a água possua sedimentos [2].

Uma das condições importantes a observar no dimensionamento da rede é o caudal mínimo, uma vez que a água quente em tubos horizontais tende a formar camadas, deixando a água a temperatura mais reduzida no fundo do tubo e permitindo a ascensão da água quente ao topo. Estas condições tendem a ocorrer em tubos com um diâmetro equivalente ou superior a 152,4 mm, caso a circulação ocorra a baixas velocidades. Assim, a velocidade mínima deve ser de, pelo menos, 0,6 m/s, evitando a formação de camadas, a dobragem das tubagens e tensões residuais [2].

Além disso, é importante evitar que as linhas de tubagem não sejam instaladas exatamente na horizontal. A inclinação deve ser de, pelo menos, 0,5% ou mais. Qualquer direção na inclinação é aceitável, desde que seja fornecido um respiro no topo e um dreno no fundo, a um dado ponto da tubagem [2].

O sistema de tubagens deve apenas possuir água líquida, não deve existir gás, ar ou vapor. A tubagem entre a caldeira e o vaso de expansão, estando este incluído num sistema de reservatório ou barrilete, é o único ponto da tubagem onde pode existir vapor, sobre determinadas condições. Como tal, este tubo deve estar sobredimensionado.

### **3.1.6 - Permutador de calor**

Na seleção de um equipamento de permuta de calor, é necessário considerar o consumidor que recebe a água quente. Assim, deve-se atender ao meio ou aplicação para a qual a potência será transmitida. Como tal, existem precauções diferenciadas que devem ser tomadas caso se forneça calor a ar quente, a vapor de baixa ou média temperatura, a água líquida para aquecimento de espaços, para uso de água doméstica, aquecimento de paredes e chãos, para derreter neve ou transporte de calor em ambientes muito frios, comum em países nórdicos, para propósitos de calor radiante, etc.

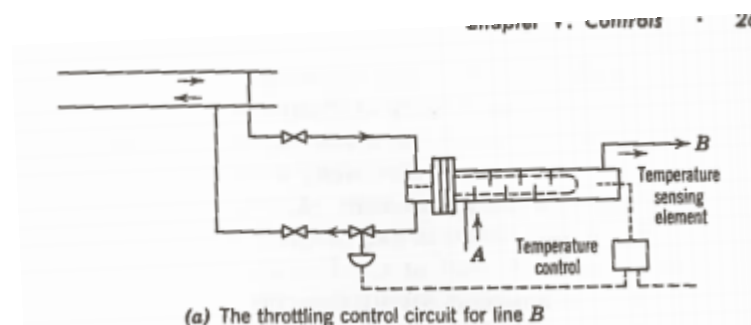
Em ambiente industrial, é comum utilizarem-se permutadores de calor de placas, normalmente fabricados por encomenda, que permitam transferir o calor ao elemento que se pretende. Alguns parâmetros devem ser considerados na seleção do permutador, conforme os requisitos da instalação. Como tal, destacam-se a pressão máxima de trabalho, que deve ser superior à pressão do sistema, temperatura máxima de trabalho, que deve ser maior que a temperatura máxima do sistema, o caudal máximo suportado pelo permutador, uma vez que este deve ser capaz de suportar o caudal presente nos tubos de água quente, e também o coeficiente de transferência de calor.

Este último parâmetro é essencial no dimensionamento da área de transmissão de potência necessária para transferir o calor pretendido. Em sistemas de água quente, admite-se que esta área seja mais reduzida, comparativamente com sistemas a vapor ou termofluido, dadas as excelentes propriedades de transferência de calor da água líquida, vistas no capítulo I.

### 3.1.7 - Equipamentos de Controlo

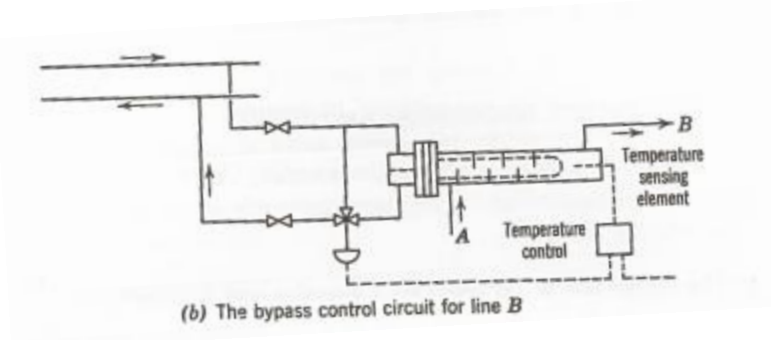
Os formatos dos equipamentos de controlo existentes para controlar o fluxo de água que atravessa desde o ponto A até a ponto B podem ser divididos em três grupos: controlo por estrangulamento simples, por bypass ou misto [2].

O controlo por estrangulamento simples funciona por variação da quantidade de água que atravessa a superfície de transmissão de calor, garantindo que a temperatura da água a ser fornecida seja constante. Assim, limita-se a quantidade de água no circuito para um valor mínimo, não existindo água por utilizar na linha de retorno. A figura 3.3 mostra um esquema de um sistema de controlo por estrangulamento simples [2].



**Figura 3.2** - Representação esquemática da montagem de um sistema de controlo por estrangulamento simples, [2].

No controlo por bypass, pretende-se um efeito semelhante ao controlo por estrangulamento: varia-se a quantidade de água que atravessa a superfície de transmissão de calor, garantindo que a temperatura da água a ser fornecida seja constante. No entanto, neste tipo de controlo, opta-se por libertar as quantidades de água não utilizada da linha de entrada para a linha de retorno. Raramente se utiliza esta opção, pelo que apenas se justifica a sua utilização pela incapacidade de se utilizar um controlo por estrangulamento simples, uma vez que, em certos casos, este controlo pode fazer a bomba operar de forma contínua às condições mínimas de carga. A figura 3.4 apresenta um esquema de controlo por bypass:



**Figura 3.3** - Representação esquemática da montagem de um sistema de controlo por bypass, [2].

No controlo misto procede-se à injeção de água de retorno na linha de entrada, permitindo manipular a temperatura da água na linha de entrada e, por conseguinte, controlar a potência fornecida ao sistema. A figura 3.5 mostra o esquema de um sistema de controlo misto.

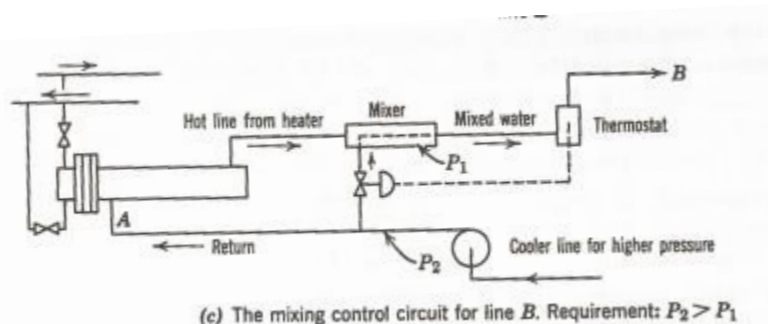


Figura 3.4 - Representação esquemática do sistema de controlo misto, [2].

### 3.1.8 - Equipamento de tratamento da água

Para garantir o bom funcionamento do sistema, o equipamento de tratamento de água garante que a água utilizada esteja nas condições requeridas. A água deve possuir um Ph entre 9,0 e 9,5.

Para o tratamento necessário da água, requer-se que a mesma não possua materiais que possam formar depósitos e deve estar livre de gases corrosivos, nomeadamente CO<sub>2</sub> e O<sub>2</sub>. Para a libertar de bicarbonatos ou outros minerais duros, recomenda-se amaciadores de zeolite para este efeito. Também é necessário não só dissolver gases corrosivos, nomeadamente o oxigénio e dióxido de carbono, através de processos controlados de aquecimento, mas também fornecer químicos ao sistema para tratamento interno da água.

## 3.2 - Funcionamento

O sistema consiste num meio de pressurização, um gerador de água a alta temperatura, um sistema de circulação ativo completamente fechado funcionando com bombas e consumidores de calor alinhados paralelamente.

A água a alta temperatura pode ser gerada por caldeiras ou permutadores de calor, através de combustível ou energia elétrica. Qualquer destes meios pode ser utilizado para transferir calor ao fluido. Além disso, também se pode simplesmente injetar vapor diretamente na água para aumentar a sua temperatura.

De modo a impedir que esta entre em ebulição e se forme vapor, é necessário pressurizar o líquido no circuito, recorrendo-se a vapor de água, cabeça estática ou a um gás neutro. Como tal, é necessário selecionar e pôr em prática um método de pressurização, dimensionando, de forma adequada, um vaso de expansão que permita alcançar esse fim. A circulação é garantida através de

bombas, que irão promover o escoamento. As tubagens do circuito irão ligar os diversos componentes do sistema. A água é enviada para os pontos de consumo, onde será realizada a troca de calor, através de permutadores de calor por placas.

O sistema apenas opera de forma satisfatória se o fluido térmico se mantiver no estado líquido. De referir ainda, é também necessário selecionar o design ideal para o sistema de aquecimento de água quente a alta temperatura, nomeadamente a disposição dos sistemas de pressurização, juntamente com os métodos de aquecimento.

Embora o fluido térmico nunca seja perdido, nestes sistemas, é necessário garantir a circulação da água dentro da tubagem, controlando a velocidade do fluido no interior da mesma.

A drenagem e o enchimento do sistema de água, quando comparada com o sistema a vapor, são mais complexos. Como tal, devem ser realizadas adaptações ao sistema de água. No entanto, não é necessário realizar uma mudança de fluido regularmente, pelo que essa dificuldade não está muito presente no dia-a-dia do funcionamento do sistema [2].

As propriedades químicas da água devem ser observadas atentamente, uma vez que a desatenção neste ponto pode prejudicar a integridade do sistema. O primeiro enchimento deve conter água tratada. O desrespeito por esta regra causará danos no sistema. Se não for dimensionado um sistema de absorção de gás, se o pH for demasiado reduzido ou se alguma substância corrosiva se encontrar presente na água, podem ser encontrados depósitos nos permutadores de calor e nas caldeiras, após apenas algumas semanas, e corrosão gasosa será observada ao fim de alguns anos [2].

A opção pela utilização de água quente a altas temperaturas em ambiente industrial apresenta vantagens significativas, já referidas anteriormente. Estes sistemas têm tubagens e bombas de dimensões mais reduzidas, graças à maior capacidade da água em armazenar energia térmica, assim como a maior capacidade de transmissão de potência, que permite secções de transmissão mais reduzidas.

### **3.3 - Instalações Típicas**

As instalações típicas de sistemas de aquecimento por água quente a alta temperatura em ambiente industrial tendem a utilizar a pressurização por vapor de água, recorrendo a um vaso de expansão, ou então pressurização por gás inerte. Usualmente, utiliza-se uma ou duas bombas no sistema. De seguida, apresentam-se representações esquemáticas de sistemas com as características enunciadas, incluindo todos os componentes do sistema. As figuras 3.6 e 3.7, retiradas da referência [1], mostram sistemas de pressurização por vapor de água, recorrendo a uma bomba para garantir a circulação e também utilizando duas bombas, uma delas localizadas junto a gerador, para assegurar o funcionamento, respetivamente:



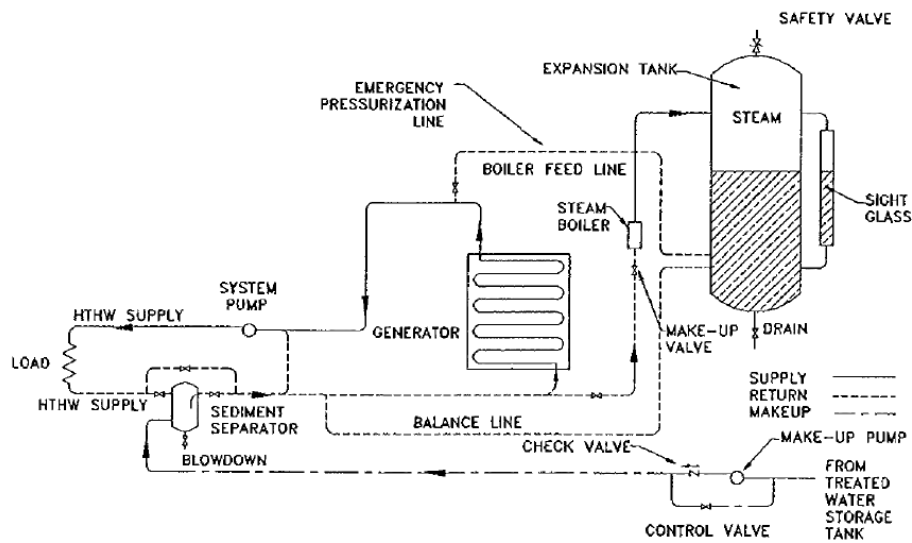


Figura 3.5 - Sistema de pressurização por vapor de água, com uma bomba, [1].

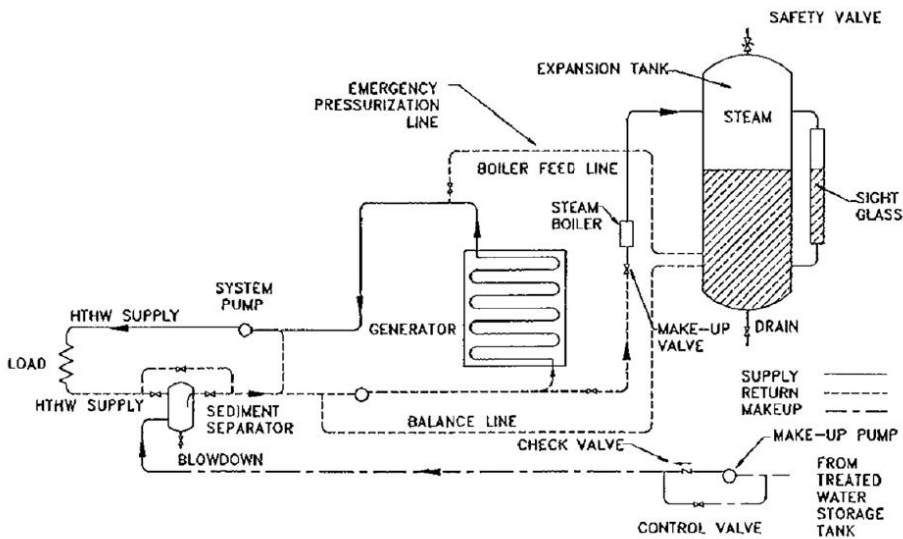
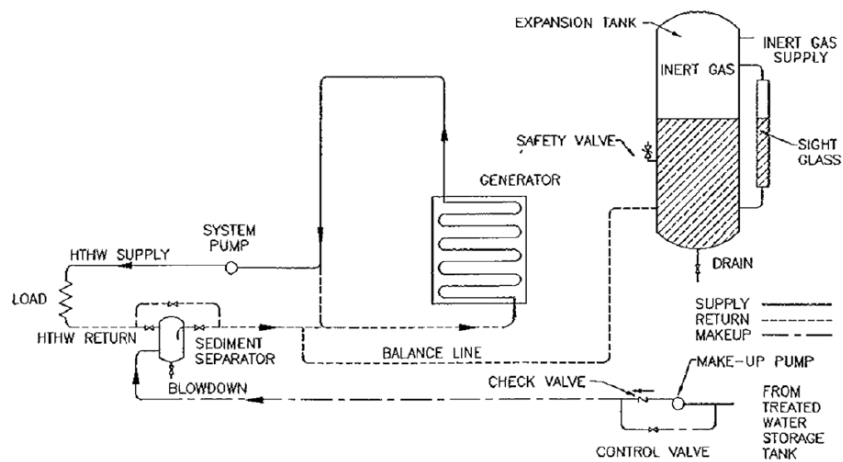
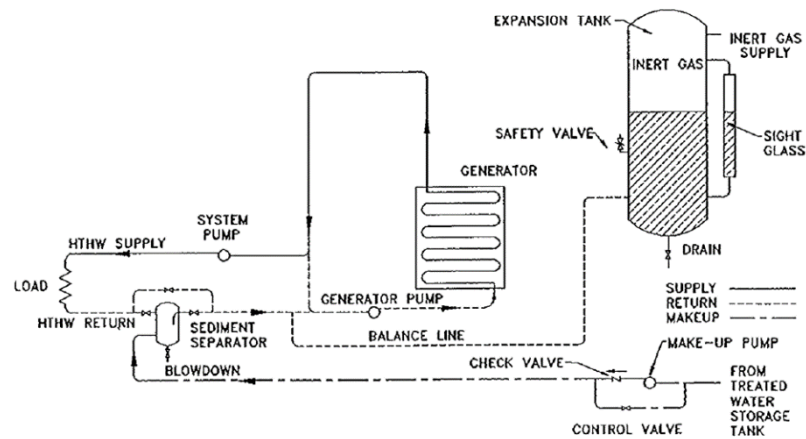


Figura 3.6 - Sistema de pressurização por vapor de água, com duas bombas, [1].

As figuras 3.8 e 3.9, provenientes da referência [1], mostram sistemas de pressurização por gás inerte, recorrendo a uma ou duas bombas, respetivamente:



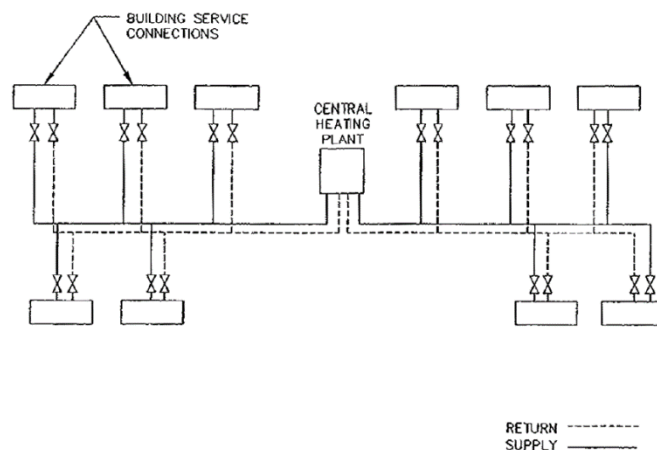
**Figura 3.7** - Sistema de pressurização por gás inerte, com uma bomba [1].



**Figura 3.8** - Sistema de pressurização por gás inerte, com duas bombas [1].

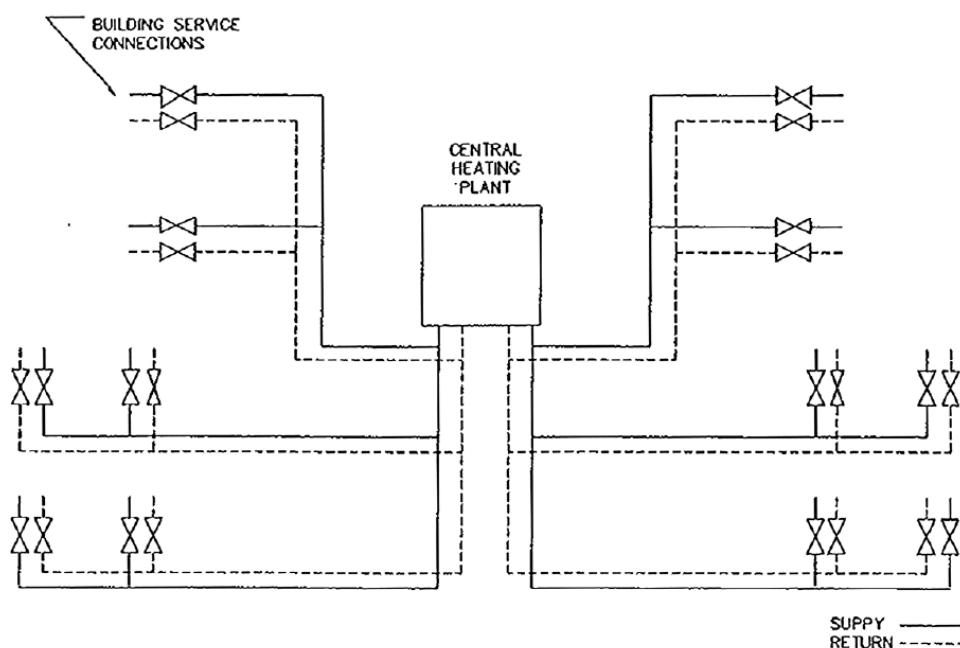
Relativamente à troca de calor entre a água quente e o consumidor, o tipo de distribuição assume diferentes características tendo em conta os objetivos previstos.

Na distribuição por fornecimento direto e circuito singular, figura 3.10, a água quente fornece calor diretamente aos pontos de consumo, atravessando os permutadores de calor, regressando aos geradores pela linha de retorno principal. Este é o modo de distribuição mais utilizado. No entanto, é importante referir que a pressão à entrada de cada elemento da estrutura é diferente e o dimensionamento das válvulas de controlo deve ser cuidadosamente analisado, de modo a controlar o caudal [1].



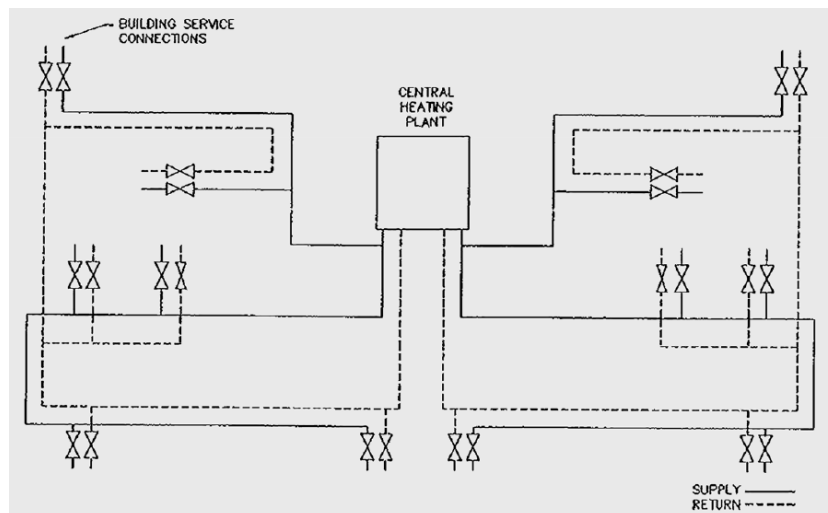
**Figura 3.9** - Representação esquemática de um sistema de fornecimento directo, circuito singular, [1].

O sistema de fornecimento directo e circuito radial, figura 3.11, utiliza um número individual de circuitos de distribuição. Este design tende a reduzir o comprimento das tubagens e a diminuir as diferenças de pressão à entrada dos diversos componentes. O dimensionamento das válvulas de controlo tende a ser mais fácil que o circuito singular. [1]



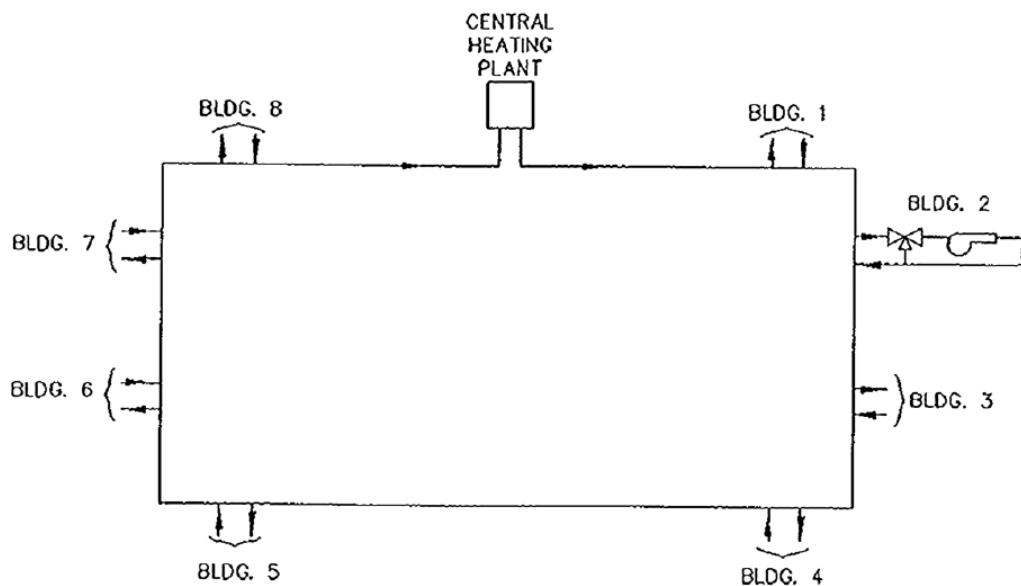
**Figura 3.10** - Representação esquemática de um circuito radial [1].

No caso do fornecimento directo e retorno invertido, figura 3.12, as linhas de retorno encontram-se invertidas. O objetivo deste design é garantir que o sistema se encontra mais equilibrado e que os diferenciais de pressão entre todas as conexões da estrutura sejam praticamente equivalentes. As linhas principais de retorno foram invertidas para que os componentes mais distantes, que possuem as linhas de fornecimento mais compridas, possuam linhas de retorno mais curtas.



**Figura 3.11** - Representação esquemática de um circuito de fornecimento directo, retorno invertido, [1].

No circuito One pipe loop-main, figura 3.13, é apenas utilizada uma única tubagem de distribuição entre os diferentes elementos. A água de retorno é enviada novamente para o gerador de calor e, de seguida, para a linha de fornecimento. No entanto, é importante considerar as temperaturas dos elementos mais distantes do centro da distribuição, uma vez que podem ser mais baixas que o esperado. [1]



**Figura 3.12** - Representação esquemática de um circuito one pipe loop-main, [1].

# Capítulo 4

## Dimensionamento de um sistema

Neste capítulo, irá proceder-se ao dimensionamento de uma instalação de aquecimento por água quente. Apresentar-se-á um sistema simples, identificando e numerando os seus componentes e referindo alguns dos parâmetros necessários ao seu dimensionamento.

### 4.1 - Sistema simples

O esquema de um sistema simples é o apresentado na figura 4.1. É constituído por uma caldeira, uma bomba de água, os pontos de consumo (três) e a ligação em circuito fechado de todos os componentes é feita por tubagem. Assim, irá proceder-se à seleção dos equipamentos e ao dimensionamento da tubagem. Faz-se também uma análise económica do sistema.

Dado que o sistema pretende satisfazer as necessidades de potência de consumidores, é necessário conhecer os requisitos impostos por um cliente. O programa a desenvolver permite determinar diversos parâmetros de utilização relevantes, mediante a introdução de alguns dados essenciais.

O primeiro aspeto a ser considerado no dimensionamento da rede de água líquida é o consumo de potência de cada consumidor, assim como o número de pontos de consumo que se pretendem implementar. Este requisito normalmente é apresentado pelo cliente, tendo em vista as necessidades da aplicação do sistema.

Em âmbito industrial, é frequente existirem aplicações que necessitem de mais de 1 MW de potência. Além disso, é necessário considerar o diferencial entre a temperatura de entrada e a temperatura de saída do consumidor. As condições de operação, já referidas no capítulo 1, introduzem restrições à seleção deste parâmetro: a temperatura máxima não deve ultrapassar os 205°C e o diferencial de temperaturas deve estar contido na gama de 56 a 83°C. Assim, é averiguar discutir a grandeza do diferencial de temperatura e da temperatura máxima do sistema a selecionar junto do cliente.

A utilização de diferenciais mais amplos e de temperatura máxima mais elevada permite a utilização de caudais mássicos mais reduzidos, uma vez que a diferença de entalpia da água é maior, necessitando de menos caudal para transmitir o calor. No entanto, restrições ao funcionamento dos permutadores de calor e na própria aplicação onde o sistema será utilizado podem obrigar à redução da temperatura máxima e a diferenciais de temperaturas mais reduzidos.

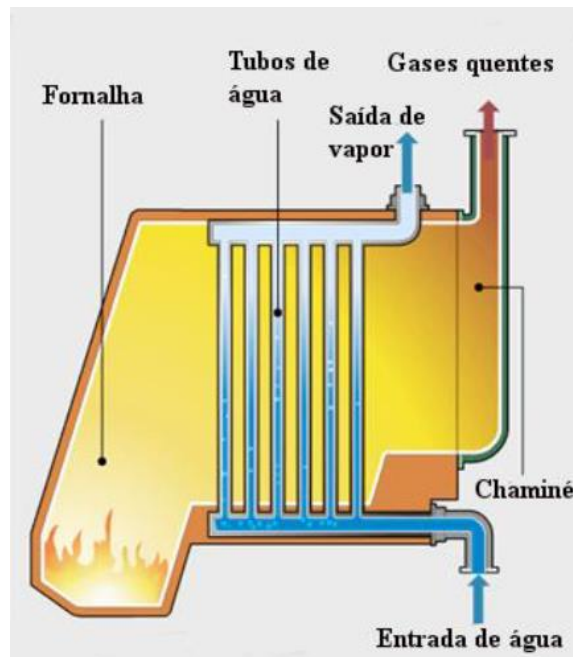
De referir ainda, o atravancamento do local pode acarretar problemas na conceção da instalação, uma vez que o espaço disponível para a sua correta montagem e funcionamento podem colocar restrições a este nível.

#### 4.1.1 - Instalação

Inicialmente, fez-se uma representação esquemática da instalação, nas figuras 4.3, 4.4 e 4.5, desenhado no software AutoCad, sendo que todas as dimensões apresentadas se encontram em metros, permitindo a fácil identificação de cada componente e da sua localização na instalação. Também se incluiu um sistema de numeração, que permita a fácil identificação de cada tubagem, de cada curva do sistema, dos diversos equipamentos, da rede de água (tubagem) e as suas dimensões.

Existem 3 pontos de consumo, C<sub>1</sub>, C<sub>2</sub> e C<sub>3</sub>, possuindo, cada um destes, necessidades de potência de 4,5MW, 2MW e 1MW. O diferencial de temperatura entre a entrada e o retorno é de 70, 60 e 65°C, respetivamente. Para a temperatura máxima, considera-se 205°C.

Cada um destes pontos de consumo está ligado através de tubagem, cujo comprimento é apresentado na figura, à caldeira aquotubular, à bomba hidráulica e ao vaso de expansão. A caldeira será responsável pelo aquecimento da água de retorno que é devolvida ao sistema. Como tal, trata-se de uma caldeira aquotubular de água quente, figura 4.2, cujos fumos de combustão irão escoar no exterior do tubular, aquecendo o fluido que circule no interior [4]. A seleção de uma caldeira que preencha os requisitos do sistema será apresentada mais adiante, após a realização do programa.

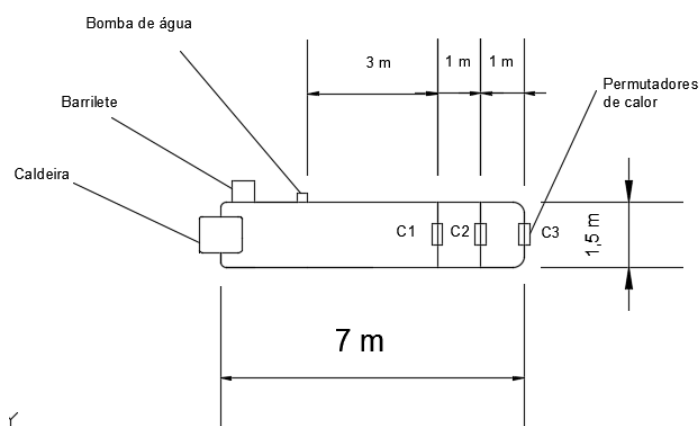


**Figura 4.1-** Representação esquemática de uma caldeira de água quente, aquotubular [4].

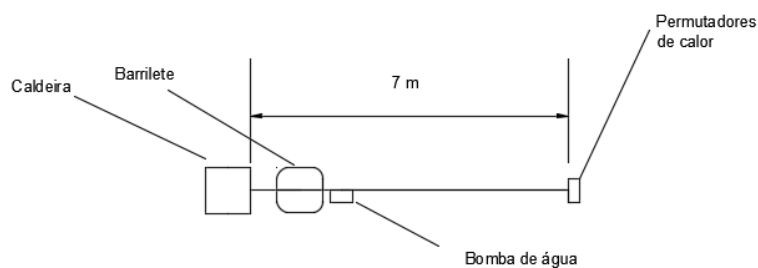
Para realizar o processo de seleção da bomba, foi necessário calcular as perdas de carga de todo o circuito, sendo este passo evidenciado posteriormente, após serem realizadas etapas cruciais do dimensionamento do sistema.

O vaso de expansão existe no sistema para garantir um ponto de concentração de água, permitindo que, ao interromper a sua ligação com o sistema, se corte o fornecimento de água. O cálculo do seu volume necessário foi incluído na realização do programa.

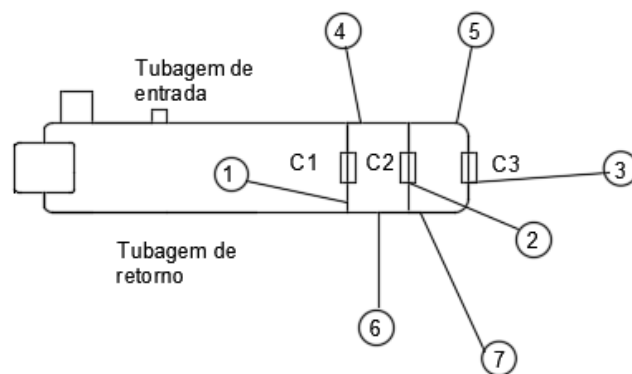
É também necessário dimensionar e seleccionar os permutadores de calor a serem utilizados, de modo a transferirem calor aos consumidores, suportando as elevadas temperaturas do sistema. De referir ainda, foi necessário seleccionar isolamento para cada tubo, de modo a reduzir as perdas de calor para o exterior.



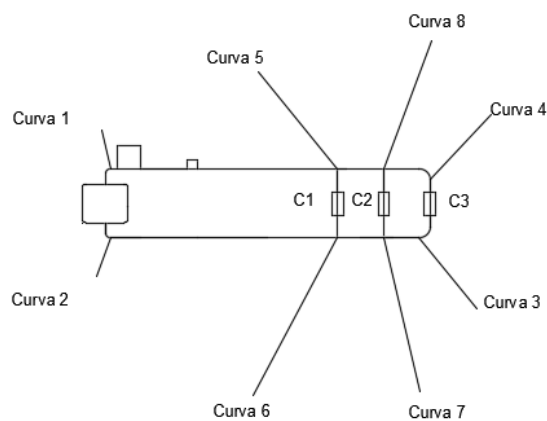
**Figura 4.2** - Vista de cima da instalação de água quente que se pretende dimensionar.



**Figura 4.1** - Vista lateral da instalação.



**Figura 4.4** - Identificação e diferenciação de cada tubagem do sistema.



**Figura 4.5** - Identificação e diferenciação de cada curva do sistema.

## 4.2 - Exemplo de dimensionamento de parte da instalação

Este trabalho incide na realização de um programa de software que permita auxiliar no correto dimensionamento de um sistema de água quente a altas temperaturas. No entanto, é pertinente apresentar uma resolução prática do processo de dimensionamento, que possa ser repetida para toda a instalação, servindo não só como exemplo dos cálculos do procedimento, mas também permitindo a verificação dos resultados obtidos com o programa. Assim, é com este intuito que surge esta secção, apresentando o processo de dimensionamento de um ramal da tubagem, o



cálculo da perda de carga localizada numa das curvas da instalação e a perda de calor num ramal da tubagem. Estes procedimentos podem ser repetidos para os restantes troços da instalação.

Nesta secção, explicita-se o método utilizado, elaborando passo-a-passo os diversos processos de dimensionamento padrão, que serão repetidos para os restantes troços da tubagem. Com o auxílio do programa EES, procede-se ao cálculo das restantes condições de dimensionamento do sistema. O intuito desta secção é verificar se o programa funciona corretamente, através da simples verificação de resultados, e também explicar o processo de dimensionamento, apresentando os cálculos realizados, justificando-os e a consulta de valores normalizados.

De seguida, apresentam-se os passos para calcular o caudal mássico e o caudal volúmico que circula no interior das tubagens. Inicialmente, calcula-se a temperatura de retorno para cada ponto de consumo:

$$Temperatura\ de\ retorno = Temperatura\ máxima - Diferencial\ de\ temperatura \quad (4.1)$$

Assim, calcula-se a temperatura de retorno para cada ponto de consumo. Também se calcula a pressão no interior do sistema, através do método referido nas condições de operação, ou seja, admitindo que a pressão no interior do sistema deve ser superior em pelo menos 172 kPa à pressão de saturação da água à temperatura máxima. Após consulta de valores tabelados, determina-se que a pressão a obter é aproximadamente 1895 kPa [3]. Da mesma forma, determina-se a entalpia da água de retorno em cada ponto de consumo e entalpia da água na entrada, sendo que  $h_{entrada}=875$  kJ/kg [3]. A entalpia de entrada é consultada considerando a temperatura da água fornecida equivalente à temperatura máxima do sistema, de 205°C. Após esta etapa, sabendo o consumo que se pretende obter em cada tubagem, determina-se o caudal mássico e volúmico a obter no interior das tubagens, aplicando as seguintes equações a cada ramal e consultando a densidade da água. A tabela seguinte, juntamente com as equações apresentadas, permite a solução de cada um destes passos:

$$Consumo = \dot{m} \times (h_{entrada} - h_{saída}) \quad (4.2)$$

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \quad (4.3)$$

**Tabela 4.1** - Tabela com os resultados do cálculo do caudal mássico e do caudal volúmico da tubagem que passa nos consumidores.

Consumo [MW]	Dif. Temp.	T. Retorno	$h_{saída}$ [kJ/kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]
4,5	70	135	569	14,7	898	0,016
2	60	145	612	7,6	893	0,009
1	65	140	590	3,5	896	0,004

De referir ainda, a determinação da densidade da água faz-se recorrendo a valores tabelados na referência [3], considerando que a densidade da água no interior do tubo é equivalente à média das densidades da água à temperatura de entrada e à temperatura de saída. De seguida, sabe-se que o caudal mássico na entrada e na saída são equivalentes e correspondem ao somatório do caudal mássico presente em todos os ramares de consumo. Nas linhas de retorno de caudal e nas linhas de fornecimento, o caudal corresponde ao somatório das linhas de consumo que lhe são adjacentes, admitindo que o escoamento segue o caminho delineado pela bomba de água. Como é evidente, após o retorno de todas as linhas ou antes do fornecimento de cada linha de caudal, os caudais mássicos são idênticos.

Também é necessário considerar a temperatura que será atingida após toda a água ser devolvida dos pontos de consumo. Para tal, aplicam-se as equações apresentadas:

$$\dot{m}_{saída} = \dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{consumo1} + \dot{m}_{consumo2} + \dot{m}_{consumo3} \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{saída} \times T_{saída} = \dot{m}_{consumo1} \times T_{retorno1} + \dot{m}_{consumo2} \times T_{retorno2} + \dot{m}_{consumo3} \times T_{retorno3} \quad (4.5)$$

Assim, resolvendo as equações 4.4 e 4.5, determinou-se que o caudal de saída, equivalente ao caudal de entrada, é de 25,8 kg/s. Além disso, também é possível determinar a temperatura de saída no ramal de retorno da tubagem: 139°C.

Para exemplificar o processo de cálculo, apenas se irá proceder ao dimensionamento do ramal da tubagem de maior consumo, nomeadamente ao ramal número 1, uma vez que o dimensionamento das restantes tubagens se obtém utilizando o mesmo método. Inicialmente, foi estimada uma velocidade inicial, de 1,5 m/s, procedendo-se ao cálculo do diâmetro interior mínimo requerido. De seguida, consulta-se a tabela já apresentada anteriormente, acerca das normas dos diâmetros de tubos industriais, e define-se um diâmetro para o tubo requerido, garantindo que o diâmetro interior selecionado é superior ao mínimo requerido. Por fim, percorre-se o caminho inverso, recalculando a velocidade em cada um dos troços da tubagem. Assim, apresentam-se as equações utilizadas:

$$\dot{V}_{tubagem} = V \times A \quad (4.6)$$

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (4.7)$$

Ora, admitindo que a velocidade no interior da tubagem é de 1,5 m/s, a área mínima requerida para a tubagem de maior consumo é de 0,0109 m<sup>2</sup>. Consultando a tabela, novamente aqui referida:

Assim, conclui-se que o diâmetro adequado para a tubagem de 4,5 MW de consumo é de 0,119 m, que irá garantir uma área de 0,011 m<sup>2</sup>. Além disso, o aumento do diâmetro provoca a redução da velocidade, que terá de ser recalculada, obtendo-se a velocidade final de 1,471 m/s.

Após esta etapa, procede-se ao cálculo da perda de carga em linha. Para tal, é necessário calcular o número de Reynolds e o coeficiente de Darcy. De referir ainda, admitiu-se que a rugosidade relativa do tubo seria de aproximadamente 0,048 mm, um valor convencional nestes casos, considerando os valores apresentados na referência [9]. Além disso, é também necessário determinar o coeficiente de convecção do fluido, de modo a determinar a perda de calor para o tubo. A viscosidade dinâmica da água é obtida através da consultada de valores tabelados na referência [4]. Assim, ilustram-se as equações apresentadas, assim como os resultados obtidos, sumariados de seguida:

A viscosidade absoluta foi determinada em 1,6x10<sup>-4</sup> Pa.s, pela consulta da referência [4]. Assim, o número de Reynolds é calculado em 983585. Com esta informação, é possível calcular o coeficiente de fricção e a respetiva perda de carga.

O coeficiente de fricção, parâmetro adimensional, é calculado em aproximadamente 0,02. A perda de carga em linha é determinada em 0,24 kPa.

Assim, resta calcular a perda de calor. O cálculo da perda de calor é feito com base na equação 4.11, em que  $h$  é o coeficiente de convecção,  $D_{ext}$  é o diâmetro exterior,  $D_{int}$  é o diâmetro interior,  $L$  é o comprimento da conduta,  $k_{aço}$  e  $k_{iso}$  são as condutividades térmicas do aço e do isolamento, respetivamente e  $e_{iso}$  é a espessura do isolamento.

$$q = \frac{T_{m\acute{a}x} - T_{amb}}{\frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_{aço}L} + \frac{1}{h \times \pi \times D \times L} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext} + e_{iso}}{D_{ext}}\right)}{2\pi k_{iso}L}} \quad (4.8)$$

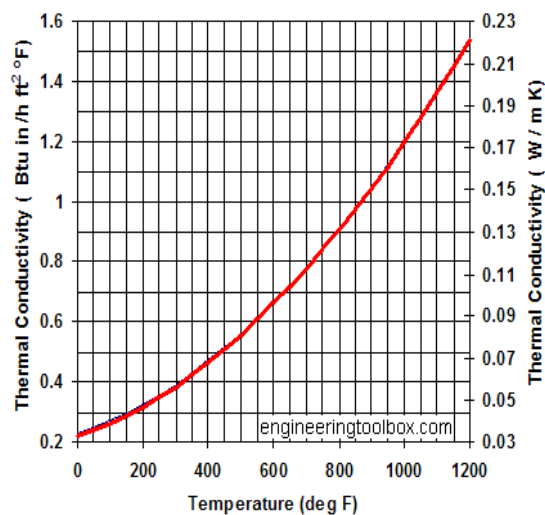
Para calcular o coeficiente de convecção, é necessário recorrer às equações 4.12, 4.13 e 4.14.

O valor de Nusselt, parâmetro adimensional também, é de 1347 e permite o cálculo do valor do coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , em 15,5 kW/m<sup>2</sup>.K. De seguida, é importante considerar já o isolamento a ser utilizado, de modo a calcular convenientemente a perda de calor. Assim, selecionou-se o isolamento em lã mineral, disponível de forma bastante acessível em meios industriais, graças à sua capacidade de aguentar elevadas temperaturas e também devido à sua resistência à água, garantindo que não se irá degradar caso ocorra uma fuga do sistema. Para calcular a condutividade térmica da lã mineral, utilizou-se o gráfico apresentado de seguida, retirado da referência [13]:

Nominal Pipe Size NPS (inches)	Recommended minimum Thickness of Insulation (inches)*			
	Temperature Range ( $^{\circ}\text{C}$ )			
	50 - 90	90 - 120	120 - 150	150 - 230
	Temperature Range ( $^{\circ}\text{F}$ )			
	120 - 200	201 - 250	251 - 305	306 - 450
	Hot Water	Low Pressure Steam	Medium Pressure Steam	High Pressure Steam
< 1"	1.0	1.5	2.0	2.5
1 1/4" - 2"	1.0	1.5	2.5	2.5
2 1/2" - 4"	1.5	2.0	2.5	3.0
5" - 6"	1.5	2.0	3.0	3.5
> 8"	1.5	2.0	3.0	3.5

**Figura 4.6** - Gráfico que auxilia a determinação da condutividade térmica da lã mineral.

A espessura é determinada consultando a tabela seguinte, retirada da referência [13]:



**Figura 4.7** - Tabela com as espessuras adequadas para o isolamento dos tubos.

Ora, tal como se pode observar, a tabela apresentada encontra-se em inches, ou polegadas, sendo necessária a conversão do sistema métrico internacional para esta unidade. Como tal, é necessário considerar que 1" inch = 25,4 mm. Como se está a calcular a perda de calor da tubagem 1, cujo diâmetro exterior é de 0,127 m, conclui-se que a espessura do isolamento a utilizar é de 1,5 inches, ou seja, 38,1 mm.

Assim, procede-se ao cálculo da perda de calor ao longo do tubo, uma vez que já se possui o coeficiente de convecção interior, a condutividade térmica do aço e do isolamento. A convecção natural não é considerada, pois é um fator praticamente idêntico para todos os tubos, sendo que irá sem dúvida mitigar a perda de calor para o ambiente. Desta forma, desprezando a convecção natural, é possível verificar mais facilmente em que casos a perda de calor é superior ou inferior. O resultado obtido foi de 123,9 W/m.

De seguida, através da expressão apresentada, é possível calcular a perda de carga localizada do sistema:

$$\Delta P_{local} = K_L \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.9)$$

Para ilustrar o cálculo da perda de carga localizada, optou-se por utilizar uma curva presente no sistema de fornecimento de água líquida, identificada com o número 1. Esta curva possui um ângulo de 90°, sendo, portanto, necessário consultar a biblioteca de recursos do software EES, que disponibiliza o parâmetro K, perda de carga localizada, para a curva em questão, desde que se forneça a rugosidade relativa do aço. Ora, a rugosidade absoluta já foi estabelecida em 0,048 mm, permitindo o cálculo de qualquer curva. No presente caso, o coeficiente de perda de carga localizada,  $K_L$ , é de aproximadamente 0,82. Assim, sabendo que a velocidade nesse ramal é de 1,14 m/s, substituindo na equação, obtém-se a perda de carga localizada, de 268 Pa.

## 4.3 - Programa de dimensionamento

O programa de dimensionamento desenvolvido para o sistema de aquecimento de água quente, permite calcular diversos parâmetros do funcionamento da instalação e auxilia na seleção de equipamentos adequados, tais como a bomba, o barrilete, os permutadores e a caldeira, e sistema de tubagens. Para realizar este programa, utilizou-se o EES, software muito utilizado em engenharia. As suas funcionalidades serão descritas de seguida.

### 4.3.1 - Funcionalidades do EES

O EES, ou Engineering Equations Solver, é um software que permite a resolução de múltiplas equações, lineares, algébricas ou diferenciais, sendo usualmente utilizado para auxiliar na resolução de problemas de engenharia [15].

Este software possui uma interface que permite facilmente introduzir equações, apresentando a sua resolução, desde que esta seja possível e o sistema de equações estiver bem elaborado. O programa contém as propriedades termodinâmicas de diversos fluidos. Também contém uma livreria repleta de funções, permitindo o cálculo de grandezas como, por exemplo, o coeficiente de transferência de calor por convecção, através da introdução de alguns parâmetros necessários.

Além disso, permite a realização de análises paramétricas através da elaboração de tabelas paramétricas, permitindo variar o valor de uma grandeza e verificar como é que as restantes variáveis que dela dependem.

De referir ainda, o EES possibilita ainda a elaboração de gráficos que relacionem uma ou mais variáveis a ser tratadas, permitindo também a sua edição, assinalando pontos notáveis, legendagem e efeitos visuais. Também possibilita realizar o desenho esquemático de um diagrama do sistema a ser desenvolvido. De seguida, irá proceder-se à descrição da programação do dimensionamento do sistema.

#### 4.3.2 - Programação do Dimensionamento do sistema

Inicialmente, define-se desde logo as condições de operação em regime permanente do sistema. Assim, apresenta-se as linhas de programação da imagem, que definem a pressão de utilização, 1895 kPa, a temperatura máxima do sistema (205°C) e a temperatura ambiente estimada (20°C):

T_máx=205[C]	{temperatura máxima do sistema}
P_sat=p_sat(Water,T=T_máx)	{pressão de saturação do sistema}
P_uti=P_sat+P_dif	{pressão necessária a ser imposta ao sistema}
P_dif=172[kPa]	
T_amb=20[C]	{diferença de pressão entre a pressão imposta e a pressão de saturação}

**Figura 4.8** - Linha de programação referente às condições de operação.

De seguida, introduziram-se as necessidades do cliente, ou seja, requisitos do projeto em questão, não sendo condições gerais para todos os sistemas de água quente. Tal como se observa na figura seguinte:

"Consumidores"

C\_1=4500[kW]  
C\_2=2000[kW]  
C\_3=1000[kW]

"Admitindo uma diferença de temperatura constante em cada tubo"

T\_r1=70[C]  
T\_r2=60[C]  
T\_r3=65[C]

{temperatura de saída nos diferentes pontos de retorno}

T\_saída1=T\_máx-T\_r1  
T\_saída2=T\_máx-T\_r2  
T\_saída3=T\_máx-T\_r3

**Figura 4.9** - Linha de programação referente às condições do projeto.

O diferencial de temperatura de cada ramal é especificado, pelas variáveis T\_r, e numerado, consoante o respetivo ramal de consumo a qual pertence, possuindo os valores de 70; 60 e 65°C. Além disso, estabelece-se a temperatura de saída de cada ramal, através da variável T\_saída, devidamente identificadas pelo respetivo número.

Após este passo, determinou-se as entalpias da água correspondentes à temperatura de cada ponto de consumo, recorrendo aos recursos do software EES, identificando a entalpia de entrada,  $h_{\text{entrada}}$ , e cada uma das entalpias de saída,  $h_{\text{saída}}$ , devidamente numeradas, tal como se verifica na figura 5.3. Assim, tornou-se possível determinar o caudal mássico que deveria abastecer cada um destes ramais,  $m_{\text{dot}}$ , assim como o caudal de entrada,  $m_{\text{dot\_final}}$ , que será equivalente ao caudal de retorno pela lei da conservação da massa. Também foi necessário determinar a temperatura de retorno,  $\text{Temperatura\_final}$ .

"Entalpias de entrada e de saída"

```
h_entrada=enthalpy(Water;T=T_máx;P=P_uti)
h_saída1=enthalpy(Water;T=T_saída1;P=P_uti)
h_saída2=enthalpy(Water;T=T_saída2;P=P_uti)
h_saída3=enthalpy(Water;T=T_saída3;P=P_uti)
```

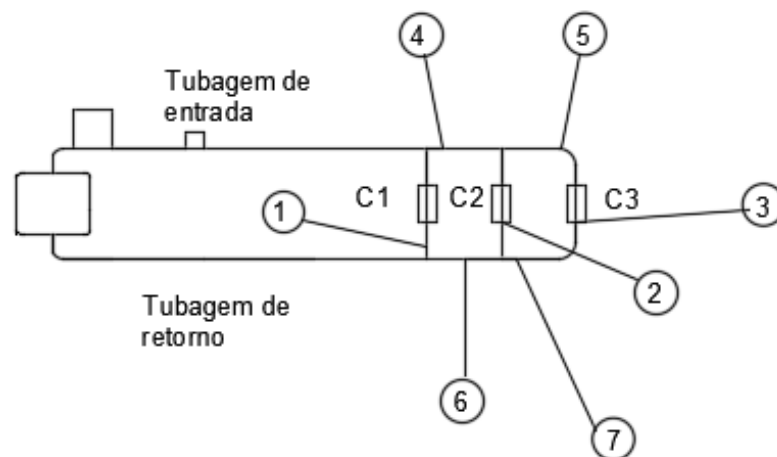
"Balanços mássicos"

```
m_dot_1=C_1/(h_entrada-h_saída1)
m_dot_2=C_2/(h_entrada-h_saída2)
m_dot_3=C_3/(h_entrada-h_saída3)

m_dot_final=m_dot_1+m_dot_2+m_dot_3
m_dot_final*Temperatura_final=m_dot_1*T_saída1+m_dot_2*T_saída2+m_dot_3*T_saída3
```

**Figura 4.10** - Linhas de programação referentes aos caudais mássicos.

De seguida, procedeu-se ao cálculo do caudal volúmico,  $V_{\text{dot}}$ ,  $\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$ , de cada elemento da tubagem. Assim, recorrendo mais uma vez à biblioteca de recursos do software EES, determinou-se a densidade da água em cada troço, denominada  $\rho$ . Para melhor compreensão do procedimento realizado nesta etapa, apresenta-se de novo o esquema numerando cada uma das tubagens, a tubagem de entrada está definida pela letra “e” e a de retorno pela letra “r”, sendo calculado o caudal volúmico de cada troço. As linhas de programação referentes a este cálculo encontram-se no Anexo A.



**Figura 4.11** - Identificação dos elementos de cada tubagem do sistema.

Após esta etapa, admitiu-se um valor de velocidade constante, através da variável  $v$ , de 1,5 m/s, permitindo calcular a área requerida. Assim, é possível determinar o diâmetro interior de cada uma das tubagens, segundo  $\dot{V} = \frac{\pi \times D^2}{4} \times v$ . As linhas de programação referente ao processo encontram-se no Anexo A.

Como tal, surge a necessidade de voltar a consultar a tabela 3.2, definindo que o diâmetro interior de cada tubagem deve ser igual ou superior ao diâmetro calculado pelo código anterior. Assim, como estes resultados são obtidos por consulta, é necessário introduzir as informações no sistema, especificando a que troço de tubagem pertencem. De referir ainda, o diâmetro interior de cada troço da tubagem é definido por  $D_{x\text{finalint}}$ , o diâmetro exterior por  $D_{x\text{finalext}}$ , a espessura do tubo será  $e_{x\text{final}}$  e a área é  $A_{x\text{final}}$ , sendo o carácter “x” substituído pela numeração ou letra de identificação.



"Diâmetro tubo de retorno"

```
D_rfinalext=0,1651[m]  
D_rfinalint=0,1561[m]  
e_rfinal=0,0045[m]  
A_rfinal=pi*D_rfinalint^2/4  
epson_r=epson/D_rfinalint
```

"Diâmetro tubo de entrada"

```
D_efinalext=0,1937[m]  
D_efinalint=0,1829[m]  
e_efinal=0,0054[m]  
A_efinal=pi*D_efinalint^2/4  
epson_e=epson/D_efinalint
```

**Figura 4.22** - Definição das dimensões das tubagens principais.

Assim se obtiveram os diâmetros da rede principal, constituída pela tubagem de entrada e de retorno. Em relação à rede secundária, numerada na figura 5.4, de 1 a 7, é necessário ter em consideração as diferenças de caudal mássico ao longo destas tubagens, uma vez que as válvulas irão garantir as quantidades adequadas de caudal mássico que será fornecido aos ramais de consumo. Além disso, é necessário calcular uma das temperaturas de saída, à saída do tubo 6 e também à entrada da tubagem de retorno, uma vez que se mistura a água de dois ramais de consumo diferentes nesse ponto. Como tal, surgem as linhas de programação apresentadas nas figuras 4.12 e 4.13:

"Tubo número 4"

$m_{dot\_4} = m_{dot\_final} - m_{dot\_1}$   
 $D_{4finalint} = 0,1071[m]$   
 $D_{4finalext} = 0,1143[m]$   
 $e_4 = 0,0036[m]$   
 $A_{4final} = \pi \cdot D_{4finalint}^2 / 4$

"Tubo número 5"

$m_{dot\_5} = m_{dot\_4} - m_{dot\_2}$   
 $D_{5finalint} = 0,0642[m]$   
 $D_{5finalext} = 0,07[m]$   
 $e_5 = 0,0029[m]$   
 $A_{5final} = \pi \cdot D_{5finalint}^2 / 4$

"Tubo número 6"

$m_{dot\_6} = m_{dot\_2} + m_{dot\_3}$   
 $D_{6finalint} = 0,119[m]$   
 $D_{6finalext} = 0,127[m]$   
 $e_6 = 0,004[m]$   
 $T_{saída6}(m_{dot\_2} + m_{dot\_3}) = T_{saída3} \cdot m_{dot\_3} + m_{dot\_2} \cdot T_{saída2}$   
 $A_{6final} = \pi \cdot D_{6finalint}^2 / 4$

"Tubo número 7"

$m_{dot\_7} = m_{dot\_3}$   
 $D_{7finalint} = 0,0577[m]$   
 $D_{7finalext} = 0,0635[m]$   
 $e_7 = 0,0029[m]$   
 $A_{7final} = \pi \cdot D_{7finalint}^2 / 4$

Figura 4.13 - Definições das dimensões da rede secundária (1º parte).

"Diâmetro ponto de consumo 1"

$D_{1finalext} = 0,127[m]$   
 $D_{1finalint} = 0,119[m]$   
 $e_1 = 0,004[m]$   
 $A_{1final} = \pi \cdot D_{1finalint}^2 / 4$   
 $epson_1 = epson / D_{1finalint}$

"Diâmetro ponto de consumo 2"

$D_{2finalext} = 0,1016[m]$   
 $D_{2finalint} = 0,0944[m]$   
 $e_2 = 0,0036[m]$   
 $A_{2final} = \pi \cdot D_{2finalint}^2 / 4$   
 $epson_2 = epson / D_{2finalint}$

"Diâmetro ponto de consumo 3"

$D_{3finalext} = 0,0635[m]$   
 $D_{3finalint} = 0,0577[m]$   
 $e_3 = 0,0029[m]$   
 $A_{3final} = \pi \cdot D_{3finalint}^2 / 4$   
 $epson_3 = epson / D_{3finalint}$

Figura 4.34 - Definição das dimensões das tubagens secundárias (2º parte).

Dado que os diâmetros calculados não são normalizados, escolheu-se um diâmetro normalizado de valor imediatamente superior e recalcule as velocidades do escoamento no interior os tubos. A programação deste último parâmetro encontra-se no Anexo A. Para além do diâmetro, o comprimento de cada tubagem é outro valor que a caracteriza sendo conhecido na figura 4.14, em que  $L_{\text{consumo}}=1,5$  m.

```
"Comprimento de cada tubo"
L_consumo=1,5[m]
L_retorno=3[m]
L_4=1[m]
L_5=1[m]
L_6=1[m]
L_7=1[m]
L_caldeira=0,5[m]
L_tuboentrada=5[m]
```

**Figura 4.15** - Introdução do comprimento da cada tubagem.

A tabela 4.3 mostra os resultados obtidos do processo de dimensionamento da rede, utilizando o programa desenvolvido pelo EES.

**Tabela 4.2** - Apresentação dos resultados obtidos.

Tubagem	Diâmetro Exterior [m]	Diâmetro Interior[m]	Espessura [m]	Comprimento [m]	Velocidade [m/s]	Caudal Mássico [kg/s]	Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /s]
Entrada	0,194	0,183	0,005	5	1,14	25,8	3E-2
Retorno	0,165	0,156	0,005	5	1,45	25,8	2,7E-2
1	0,127	0,119	0,004	1,5	1,47	14,7	1,6E-2
2	0,102	0,094	0,004	1,5	1,22	7,6	0,9E-2
3	0,064	0,058	0,003	1,5	1,5	3,5	0,4E-2
4	0,114	0,107	0,004	1	1,44	11,1	1,3E-2
5	0,070	0,064	0,003	1	1,26	3,5	0,4E-2
6	0,127	0,119	0,004	1	1,08	11,1	1,2E-2
7	0,064	0,058	0,003	1	1,45	3,5	0,4E-2

A tabela 4.4 permite a comparação entre os resultados obtidos com o programa de dimensionamento e os valores por cálculo na secção 4.2. Verifica-se que os valores são iguais, o que valida o programa desenvolvido.

**Tabela 4.3** - Comparação dos resultados obtidos através do cálculo prático e do programa de dimensionamento.

Tubagem	Cálculo prático	Resultado do Programa
Velocidade [m/s]	1,47	1,471
Diâmetro interior [m]	0,119	0,119
Caudal mássico [kg/s]	14,7	14,7

### 4.3.3 - Cálculo da Perda de Carga

Para proceder ao cálculo da perda de carga, é necessário determinar a perda de carga em linha. Para tal, o software disponibiliza uma Procedure que permite obter facilmente esta grandeza.

A função, definida como Procedure PipeFlow (Fluid\$; T; P; m\_dot; D; L; RelRough; h\_T; h\_H; DELTAP; Nusselt\_T; f; Re), calcula determinados parâmetros de output após a introdução de inputs e da seleção da correta situação física a ser considerada, neste caso particular, o escoamento no interior de um tubo. Os inputs a ser introduzidos são: o fluido a ser considerado, substituindo a variável Fluid\$, desde que esta se encontre na base de dados; a temperatura ao longo do tubo, T; a pressão no interior do mesmo, P; o caudal mássico do escoamento, m\_dot; o diâmetro interior do tubo, D; o comprimento do mesmo, L e a rugosidade absoluta do tubo, sendo esta considerada de 0,048 m. Como outputs, a função fornece os coeficientes de transferência de calor por convecção, admitindo que a temperatura é constante na parede do tubo, h\_T, e considerando o fluxo de calor fornecido constante, h\_H. Também disponibiliza o número de Reynolds, Re, o factor de fricção, f, o número de Nusselt, Nusselt\_H, e a perda de carga, DELTAP. As equações utilizadas são as já referidas, nomeadamente as equações 4.8, 4.9 e 4.10. A figura seguinte ilustra a utilização da função:

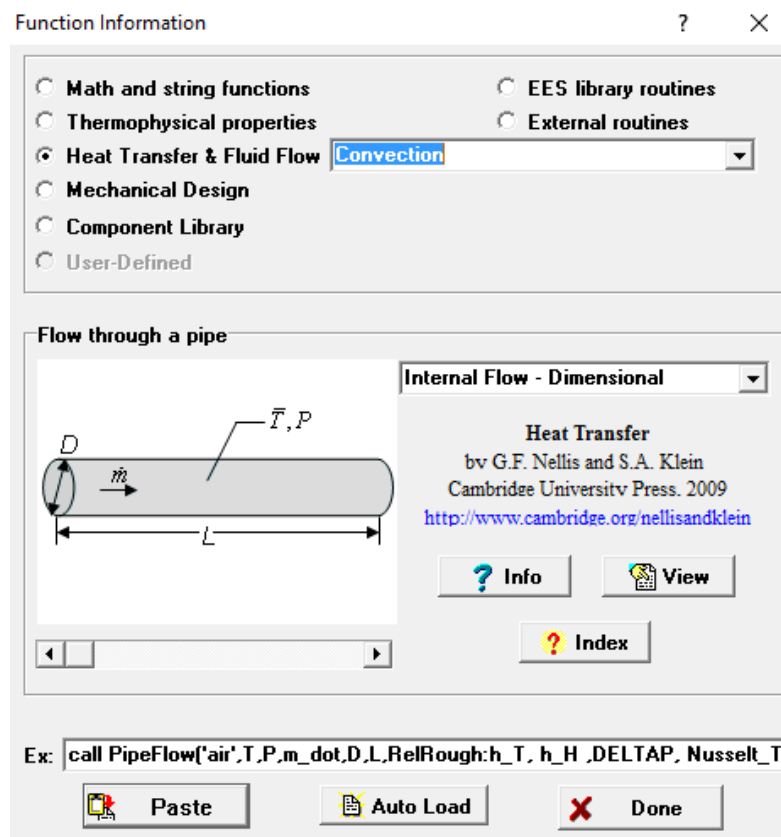


Figura 4.16 - Interface do EES da utilização do Procedure PipeFlow.

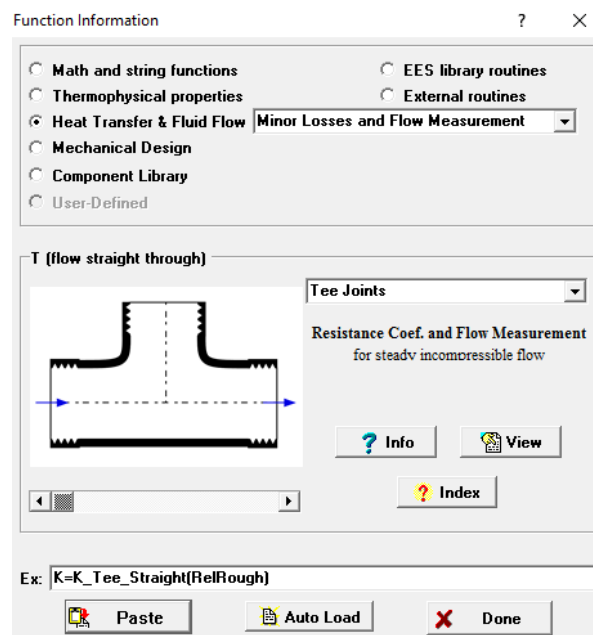
A tabela 4.5 mostra os resultados obtidos para a perda de carga em cada elemento da tubagem.

**Tabela 4.4** - Resultados obtidos para a perda de carga e para o coeficiente de transferência de calor por convecção de cada elemento da tubagem.

Tubagem	Perda de Carga [kPa]
Entrada	0,26
Retorno	0,33
1	0,24
2	0,21
3	0,56
4	0,17
5	0,23
6	0,09
7	0,22
Montante da caldeira	0,07
Jusante da caldeira	0,03

No processo de cálculo prático, calculou-se a perda de carga do ramal 1 em 0,24 kPa, tal como no programa de dimensionamento, verificando-se a validade dos resultados apresentados. Para além das perdas de carga em linha, há que ter em conta as perdas de carga localizadas da rede.

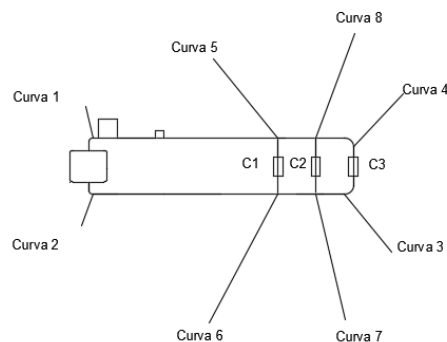
O software EES também disponibiliza uma livraria de recursos que permite auxiliar no cálculo do coeficiente de perda de carga localizada. Assim, é possível selecionar a curva presente no sistema e calcular rapidamente o seu coeficiente, admitindo que a rugosidade absoluta é de 0,048 mm. A figura mostra a interface do software, desenvolvendo-se a forma como este pode ser utilizado.



**Figura 4.17** - Interface do EES para cálculo dos coeficientes de perda de carga localizada.

Assim, torna-se necessário criar variáveis que memorizem o valor de cada coeficiente de perda de carga localizada. Após este passo, implementaram-se as equações que determinam a perda de carga localizada, já apresentadas anteriormente. A linguagem de programação destas equações apresenta-se no Anexo A.

Tal como se realizou com o dimensionamento das tubagens, é essencial verificar se os resultados obtidos por intermédio do software EES correspondem com o que é apresentado no capítulo 4. Este processo garantiu a validade dos cálculos efetuados no software. As tabelas 4.6; 4.7 e 4.8 mostram os resultados obtidos para a perda de carga localizada de cada curva do sistema. A figura 4.17 identifica cada curva da rede.



**Figura 4.18** - Identificação de cada curva do sistema.

**Tabela 4.5** - Resultados obtidos das perdas de carga localizadas das curvas em T, sentido reto.

Curvas em T - Perda de carga a direito	Variável no Software	Perda de carga localizada [Pa]
Curva 8	h_1	282
Curva 5	h_2	179
Curva 6	h_3	171
Curva 7	h_4	299

**Tabela 4.6** - Resultados obtidos das perdas de carga localizadas das curvas em T, sentido curvo

Curvas em T - Perda de carga curva	Variável no Software	Perda de carga localizada [Pa]
Curva 8	h_5	845
Curva 5	h_6	537
Curva 6	h_7	513
Curva 7	h_8	896

**Tabela 4.7** - Resultados obtidos das perdas de carga localizadas das curvas em cotovelo, 90°.

Curvas em cotovelo	Variável no Software	Perda de carga localizada [Pa]
Curva 1	h_9	268
Curva 4	h_10	341
Curva 3	h_11	481
Curva 2	h_12	468

Após esta etapa, determina-se o somatório das perdas de carga em linha e das perdas localizadas, convertem-se ambas para a mesma unidade, optando-se por realizar o cálculo em kPa, e determina-se a perda de carga total. As linhas de programação referentes a este passo encontram-se no Anexo A.

Assim, após realizado o somatório, é possível determinar que a perda de carga presente no sistema é de 7,7 kPa.

## 4.4 - Cálculo da Perda de Calor

Anteriormente, já se fundamentou a seleção do isolamento e da determinação das suas respectivas características. No entanto, é também necessário introduzir esta informação no software EES, assim como determinar a condutividade térmica do aço selecionado, que, graças à extensa biblioteca de recursos do EES, pode ser facilmente consultado. A figura apresenta as linhas de programação referentes à introdução dos parâmetros do isolamento:

```
"Características de isolamento"  
k_iso=0,07[W/(m*K)]  
e_iso=0,0381[m]
```

**Figura 4.19** - Introdução das características do isolamento no software.

Para o dimensionamento do sistema de água quente, é necessário conhecer os coeficientes de transferência de calor, que irão fornecer valores bastante próximos, e a perda de carga ao longo de cada tubo, sendo estes os parâmetros mais relevantes que são extraídos do Procedure PipeFlow.

Na tabela seguinte, apresentam-se os resultados obtidos para a perda de carga em cada uma das tubagens e para o coeficiente de transferência de calor por convecção nas mesmas. As diferenças entre os coeficientes de convecção obtidos, admitindo a temperatura constante ou o fluxo de calor constante, são desprezáveis. A equação utilizada foi a equação 4.11.

Assim, aplica-se a equação 4.11 a cada tubo da rede, tornando possível calcular a perda de calor para o tubo. Para calcular a condutividade térmica do aço AISI 316, é possível consultar a biblioteca de recursos do software EES. As linhas de programação referentes a este processo encontram-se no Anexo A.

A tabela 4.9 apresenta os resultados obtidos para a perda de calor em cada elemento da tubagem.

**Tabela 4.8** - Resultados obtidos da perda de calor calculada em cada elemento da tubagem.

Tubagem	h, coeficiente de convecção ( $\text{kW}/\text{m}^2.\text{K}$ )	Perda de calor [ $\text{W}/\text{m}$ ]
Tubagem de retorno	11,6	183
Tubagem de entrada	9,5	256
Tubagem 1	13,7	189
Tubagem 2	11,8	153
Tubagem 3	15,5	107
Tubagem 4	14,7	252
Tubagem 5	13,8	155
Tubagem 6	10,1	169
Tubagem 7	11,8	88

## 4.5 - Seleção dos equipamentos

Com base nos resultados obtidos, a próxima etapa consiste na seleção dos diferentes equipamentos que irão constituir o sistema de água quente. O primeiro constituinte a ser selecionado foi a bomba de água. Para tal, foi necessário considerar se esta suportava o caudal volumico máximo da instalação, se a pressão máxima do sistema era compatível com a pressão máxima da bomba e se a perda de carga do sistema não impediria o correto funcionamento da bomba. Após consulta do catálogo da empresa Tempuflo, selecionou-se uma bomba modelo HTW 300. É uma bomba centrífuga de sucção apropriada para sistemas de água quente. Apresenta-se a figura 4.19, que mostra algumas das características da bomba, e a figura 4.20, que mostra a curva de funcionamento da bomba:



# TEMPUFLO

## HTW 300

3" x 2-1/2" End Suction Centrifugal Hot Water Pump

👍 Gosto 0



The HTW 300 is a patented, unique centrifugal pump specifically designed for high temperature process manufacturing applications using hot water, ethylene glycol, propylene glycol and triethylene glycol. The Tempuflo HTW Series utilizes an isolated seal chamber, which is effectively cooled by both a cooling loop (heat exchanger) and by a fan clamp which couples the unit to the shaft of a standard NEMA C Face frame motor.

The isolator technology combined with the heat exchanger allows the seal cavity to reach a maximum and seal chamber temperature of 170°F (77°C) while the process temperature is at 400°F (204°C). This lower seal temperature greatly increases seal life, which means less down time for the end user.

Figura 4.20 - Bomba de água selecionada para o presente sistema de água quente, [8].

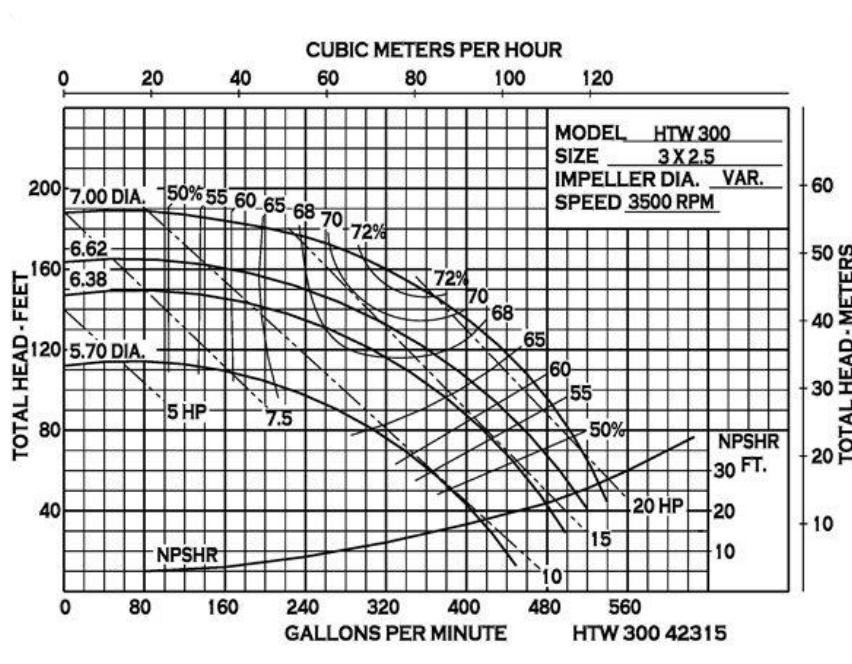


Figura 4.21 - Curva de funcionamento da bomba, [8].

No entanto, após consulta do catálogo, verifica-se que esta bomba possui alguns requisitos no seu funcionamento, nomeadamente o seu caudal volumico máximo não pode ultrapassar os 114 m³/h e a perda de carga deve ser inferior a 4,8 m/H<sub>2</sub>O. Como tal, é necessário converter os resultados obtidos pelo software nas unidades indicadas pela bomba, uma operação que é facilmente realizada no EES. Através das linhas de programação apresentadas na figura 4.21.

#### "Bomba de água"

```
CaudalV_máximo=V_dot_e*convert(m^3/s;m^3/h)
rho_e*g*z=Somatório_final*convert(kpa;pa)
```

**Figura 4.22** - Linhas de programação referentes à utilização da bomba de água.

Assim, determinou-se que o caudal volúmico máximo seria de 108 m<sup>3</sup>/h e a perda de carga de 0,9 m/H<sub>2</sub>O. Como tal, sabe-se que a bomba utilizada é ajustada e verifica-se a impossibilidade de usar uma bomba menos potente do mesmo catálogo, dado que as restantes suportam menos caudal volúmico. Por consulta da figura 4.20, sabe-se que a potência que deve ser fornecida à bomba é de aproximadamente 15 HP, sendo que este valor de potência fornecida irá satisfazer as necessidades do sistema.

De seguida, procedeu-se à seleção da caldeira adequada. Tal como referido anteriormente, é relativamente fácil adaptar uma caldeira aquotubular usualmente empregue para a produção de vapor saturado para o aquecimento de água líquida em sistemas de água quente a altas temperaturas. Assim, consultando o catálogo da empresa Flucal, seleciona-se a caldeira aquotubular por eles oferecida, que é produzida por encomenda, facilitando ainda mais a adaptação desta caldeira para sistemas de água quente, pois torna-se fácil comunicar com o fornecedor a realização de qualquer adaptação que seja necessária. Para garantir que o produto produzido por esta empresa atende aos requisitos impostos, é necessário consultar as gamas de produtos fornecidos pela empresa, nomeadamente que a gama de potências estende-se desde 350 kW a 40000 kW e a gama de pressões de utilização abrange 0.5 a 64 bar. Como tal, é necessário verificar se o sistema opera dentro dos limites destas condições. Acerca do rendimento da caldeira, essa informação não é fornecida, então optou-se por estimar um valor para este parâmetro, adotando uma estimativa pessimista. A figura de seguida demonstra a forma como é calculada o calor fornecido pela caldeira, que ilustra as diversas equações apresentadas:

#### "Caldeira"

```
h_retorno=enthalpy(Water;T=Temperatura_final;P=P_uti)
energiafornecida=(h_entrada-h_retorno)*m_dot_final
lambda_caldeira=0,7
lambda_caldeira=((h_entrada-h_retorno)*m_dot_final)/(Calor_fornecido)
```

**Figura 4.43** - Programação referente ao cálculo do calor fornecido pela caldeira.

Assim, retira-se que o calor fornecido pela caldeira é de 10,7 MW e a pressão de utilização, procedendo à conversão de kPa para bar, é de aproximadamente 19 bar. Como tal, as caldeiras produzidas pela empresa cumprem com os requisitos do sistema.

Para a seleção do permutador de calor, consultou-se o catálogo da AlfaLaval, uma empresa que possui um leque alargado destes equipamentos, garantindo um permutador de calor que suporte a temperatura máxima de 205°C. Assim, selecionou-se os permutadores de placas brasados, sendo que a empresa garante que estes se encontram preparados para suportar elevadas pressões e temperaturas. A figura seguinte apresenta o equipamento em questão:



**Figura 4.54** - Permutador de calor por placas brasado produzido pela empresa AlfaLaval, [14].

No entanto, esta empresa não disponibiliza informações adicionais acerca das características dos seus permutadores, sendo que o dimensionamento dos mesmos ficará a ser cargo. Apesar disso, é imperativo apresentar o método de cálculo da área de transmissão no ponto de consumo. Assim, para determinar este parâmetro, irá recorrer-se ao catálogo da Arsopi Thermal, que fornece informações sobre os seus permutadores de calor por placas, calculando a área de transmissão adequada para os mesmos. De referir ainda, não se opta pelos permutadores da Arsopi Thermal pois estes não suportam a temperatura máxima da instalação.

O catálogo da Arsopi revela que o coeficiente de transferência de calor dos seus permutadores varia entre 4000 a 7000 kcal/m<sup>2</sup>h°C. Como tal, considerou-se o valor médio deste intervalo, de forma a realizar uma estimativa razoável, e converteu-se em unidades SI, estimando o coeficiente em 6,4 kW/m<sup>2</sup>°C. Após este passo, calculou-se a área de transmissão necessária para cada ponto de consumo, através da equação apresentada de seguida:

$$Consumo = U \times A_{transmissão} \times \Delta T \quad (4.10)$$

Para a estimativa da temperatura, admitiu-se que a aplicação de consumo se encontra a 40°C e a água na tubagem a 205°C. A tabela 4.10 apresenta os resultados para a área de transmissão de cada ponto de consumo:

**Tabela 4.9 - Área de transmissão de cada ponto de consumo.**

Ponto de consumo	Consumo [kW]	A <sub>transmissão</sub> [m <sup>2</sup> ]
1	4500	4,3
2	2000	1,9
3	1000	0,9

A seleção do vaso de expansão surge de forma diferente dos restantes componentes. Este equipamento consiste num tanque ou reservatório de metal, cujo volume deve ser dimensionado consoante os requisitos do sistema e só após esta fase deve ser encomendado junto de um fornecedor. Ou seja, o volume é calculado à priori e, de seguida, procura-se uma empresa que fabrique o equipamento desejado.

As equações que se referem ao cálculo do volume do barrilete encontram-se no capítulo 3, equações 2.1 a 2.3. A partir daí, introduz-se a equação no software EES, a linha de programação encontra-se no anexo A, obtendo-se o volume de expansão do barrilete. Inicialmente, calcula-se o volume necessário para a pressurização, equação 2.3. No entanto, a aplicação desta expressão necessita do cálculo da massa do sistema. Até aqui, apenas se lidou com o caudal mássico, sendo necessário calcular a massa da água, através da determinação do volume total da instalação e multiplicando pela densidade em cada ponto. Após esta etapa, resolveu-se a equação 2.3 e calculou-se o maior dos critérios de volume enunciados no capítulo 2. Assim, foi também possível determinar o volume total do vaso de expansão, sendo este de 1,1 m<sup>3</sup>. As linhas de programação responsáveis por este cálculo encontram-se no Anexo A.

Assim, contactando a empresa Aquecinox, é possível encontrar várias soluções para o vaso de expansão. Como tal, selecionou-se o vaso pressurizado de maior capacidade, com membrana, que permite o normal funcionamento da instalação. De seguida, apresenta-se o catálogo dos vasos pressurizados, de onde é selecionado o modelo au.ix.1000.sm, não possuindo membrana. A temperatura de operação deve ser superior ao estipulado, sendo necessário contactar a empresa de modo a produzir um vaso de expansão que opere a temperaturas de serviço superiores.

VASO PRESSURIZADO - AUTOCLAVE - HIDROSFERA - BALÃO aço inox 4G (AISI 444)

capac. unid.: litro	modelo	código	Ø diâmetro unid.: mm	altura unid.: mm	ligação unid.: pol.	peso unid.: kg
2,4	au.ix.0024.cm	301 101 020 071	318	380	1" G	5
6,0	au.ix.0060.cm	301 101 020 151	398	730	1" G	11
6,0	au.ix.0060.me	301 101 020 152	398	730	1" G	11
6,0	au.ix.0060.sm	301 101 020 153	398	730	1" G	6
8,0	au.ix.0080.cm	301 101 020 191	398	800	1" G	12
8,0	au.ix.0080.me	301 101 020 192	398	800	1" G	12
10,0	au.ix.0100.cm	301 101 020 231	477	980	1" G	14
10,0	au.ix.0100.me	301 101 020 232	477	980	1" G	14
10,0	au.ix.0100.sm	301 101 020 233	477	980	1" G	10
20,0	au.ix.0200.cm	301 101 020 431	560	1 200	1½" G	26
20,0	au.ix.0200.sm	301 101 020 433	560	1 200	1½" G	20
30,0	au.ix.0300.cm	301 101 020 631	560	1 530	1½" G	40
30,0	au.ix.0300.sm	301 101 020 633	560	1 530	1½" G	32
40,0	au.ix.0400.sm	301 101 020 833	560	1 530	2" G	36
50,0	au.ix.0500.cm	301 101 021 031	710	1 720	2" G	84
50,0	au.ix.0500.sm	301 101 021 033	710	1 720	2" G	50
60,0	au.ix.0600.sm	301 101 021 633	710	1 800	2" G	55
75,0	au.ix.0750.cm	301 101 021 531	710	2 100	2" G	105
75,0	au.ix.0750.sm	301 101 021 533	710	2 100	2" G	70
100,0	au.ix.1000.cm	301 101 022 031	950	2 250	2" G	120
100,0	au.ix.1000.sm	301 101 022 033	950	2 250	2" G	84



Figura 4.65 - Catálogo da empresa Aquecinox, [16].

## 4.6 - Análise Paramétrica

Para melhor compreensão do funcionamento da instalação, decidiu-se proceder a uma análise paramétrica, alterando os parâmetros determinados pelo cliente e/ou pelos requisitos da aplicação à qual o calor é fornecido, nomeadamente o consumo e o diferencial de temperatura, verificando como variam as restantes características da instalação, nomeadamente o caudal mássico, a velocidade do escoamento, a perda de carga em linha e a perda de calor. Este estudo é deveras pertinente pois a instalação de água nem sempre fornece o consumo para o qual é dimensionada, podendo ocorrer picos de consumos pontuais que sejam superiores ou inferiores ao valor previsto, mesmo em regime permanente.

Assim, utilizando o ramal 1 como exemplo, fez-se variar o consumo, somando e subtraindo 1 MW ao valor estipulado de 4,5 MW e calculou-se as variações resultantes nos parâmetros enunciados.

**Tabela 4.10** - Resultados obtidos para a análise paramétrica do consumo.

Consumo	5,5 MW	4,5 MW	3,5 MW
Caudal mássico [kg/s]	18,0	14,7	11,4
Velocidade [m/s]	1,8	1,5	1,1
Perda de carga [kPa]	0,35	0,24	0,14
Perda de calor [W/m]	198	189	177

Os resultados obtidos indicam que o aumento de consumo provoca uma subida do caudal mássico necessário para transportar o calor. Uma vez que as tubagens mantêm as suas dimensões, isto origina um incremento na perda de carga e na velocidade do escoamento. Verifica-se também o aumento da perda de calor com o incremento do consumo. A diminuição do consumo provoca o efeito inverso.

De seguida procede-se à variação do diferencial de temperatura, utilizando novamente o ramal 1 com exemplo. Assim, subtraindo e somando 10°C ao valor estipulado 70°C, calculou-se as variações resultantes nos parâmetros estipulados.

**Tabela 4.11** - Resultados obtidos para a variação paramétrica do diferencial de temperatura

Diferencial de Temperatura	80°C	70°C	60°C
Caudal mássico [kg/s]	12,9	14,7	17,4
Velocidade [m/s]	1,3	1,5	1,7
Perda de carga [kPa]	0,2	0,24	0,3
Perda de calor [W/m]	176	189	203

Assim, verifica-se que o aumento do diferencial de temperatura provoca uma diminuição do caudal mássico necessário para transportar o calor, uma redução na velocidade do escoamento, menor perda de carga e uma redução na perda de calor. A diminuição do mesmo provoca o efeito inverso.

## 4.7 - Análise Económica

Inicialmente, tinha sido previsto determinar o capital necessário para proceder à aquisição de cada equipamento e da respetiva rede de tubagem. No entanto, as empresas que fornecem os produtos selecionados não revelam o custo dos equipamentos a não clientes, tornando impossível esta tarefa. No entanto, ainda será possível calcular alguns dos custos de operação do sistema. Assim, pretende-se determinar as necessidades de combustível do sistema.

Para calcular o caudal mássico de combustível necessário, admite-se que a caldeira encomendada funciona a carvão e manteve-se a previsão pessimista de que o rendimento da caldeira seria de 0,7. Assim, através da equação 4.17, determina-se a massa do combustível, considerando uma estimativa pessimista do rendimento da caldeira, de 0,7.

$$\eta_{caldeira} = \frac{Q_u}{\dot{m}_{comb} \times PCI} \quad (4.11)$$

Sendo  $Q_u$  o calor fornecido ao sistema, que já havia sido determinada anteriormente, possuindo o valor de 6501 kW. Através da consulta de valores tabelados, sabe-se que  $PCI_{carvão} = 34$  MJ/kg. Como tal, calcula-se o caudal mássico de combustível requerido, sendo este de 0,27 kg/s.

De seguida, analisou-se o rendimento da bomba. Este parâmetro é definido pela equação  $\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}}$ , sabendo-se o  $\dot{W}_{real}$  é definido pelo trabalho realizado pela bomba e  $\dot{W}_{ideal}$  o trabalho realizado pela bomba em condições isentrópicas. Considerando a situação em regime permanente, a água chega à bomba com uma pressão inferior à pressão de utilização, admitindo a perda de carga do sistema. Como tal, admite-se que a  $P_{bomba} = P_{uti} - \Delta P$ , logo  $P_{bomba} = 1888$  kPa. À pressão considerada, para  $T = 139^\circ\text{C}$ , a entalpia  $h_{1r} = 584,3$  kJ/kg e a entropia  $s_1 = 1,723$  kJ/kg.K.

Assim, através da consulta do catálogo disponibilizado na figura 4.20, determina-se que o trabalho real efetuado pela bomba é de 15 HP, ou seja, 11,2 kW.

$$\dot{W}_{real} = 11,2 \text{ kW} \quad (4.12)$$

No entanto, o trabalho ideal da bomba admite a compressão isentrópica. Como tal, é necessário determinar o  $h_{2i}$ , ou seja, o trabalho ideal da bomba. Admitindo que a entropia se mantém constante, calcula-se a entalpia num ponto ideal de compressão isentrópica, à pressão de 1895 kPa, sendo obtido um valor de 584,5 kJ/kg. Através das duas equações apresentadas, determina-se o rendimento da bomba.

$$\dot{W}_{ideal} = \dot{m} \times (h_{2i} - h_{1r}) = 4,1 \text{ kW} \quad (4.13)$$

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} = 0,37 \quad (4.14)$$

Os cálculos mostram que será necessário um fornecimento avultado de potência de modo a garantir a circulação adequada da água no interior da instalação. O processo de compressão ideal seria aproximadamente isotérmico, no entanto, não acarretaria benefícios no funcionamento da instalação.

# Capítulo 5

## Conclusão

Este capítulo surge pela necessidade de sumariar as ilações retiradas ao longo do trabalho realizado, enumerando-as de forma sucinta, apresentando os aspetos mais relevantes do projeto desenvolvido.

A água é o fluido mais disponível na Natureza, surgindo o seu baixo custo como uma vantagem relativamente aos termofluidos. Além disso, demonstra-se que o incremento exponencial da pressão de saturação à medida que a temperatura cresce limita a gama de utilização da água até aos 205°C.

Tal como foi verificado, as propriedades da água líquida, nomeadamente a densidade, o calor específico e a viscosidade, são excelentes para a condução de calor, uma vez que estes parâmetros influenciam o coeficiente de transferência de calor e apresentam características favoráveis, relativamente a outros fluidos térmicos. No entanto, a elevada densidade da água líquida cria a necessidade de dimensionar tubos capazes de suportar maior massa. O elevado calor específico da água cria excelentes características de armazenamento térmico.

O capital investido é mais reduzido nos sistemas de água, uma vez que estes dispensam um largo conjunto de elementos essenciais em instalações de vapor, entre eles as válvulas reguladoras de pressão, as bombas de condensação, as purgas e as linhas de retorno. Embora os permutadores de calor utilizados nos sistemas de água líquida sejam mais caros, a poupança nos equipamentos anteriores compensa largamente este gasto superior. De referir ainda, as instalações de água requerem caldeiras de potência mais reduzida, sendo estas mais eficientes, uma vez que as menores perdas de carga e maior capacidade de armazenar calor tornam a carga máxima necessária à caldeira mais reduzida. As tubagens e válvulas dimensionadas para a água líquida são mais pequenas que as de vapor, conduzindo novamente a poupanças no capital investido.

Os custos de operação também foram analisados. Assim, comparando os sistemas de água com os sistemas de vapor, verificam-se poupanças entre 20 a 40%, sendo estes valores indicados por relatórios de situações em que instalações de vapor que foram substituídas por água líquida, devido ao formato de circuito fechado da instalação de água. A uniformidade do calor recebido pela caldeira nos sistemas de água também contribui para a poupança em sistemas de água líquida.

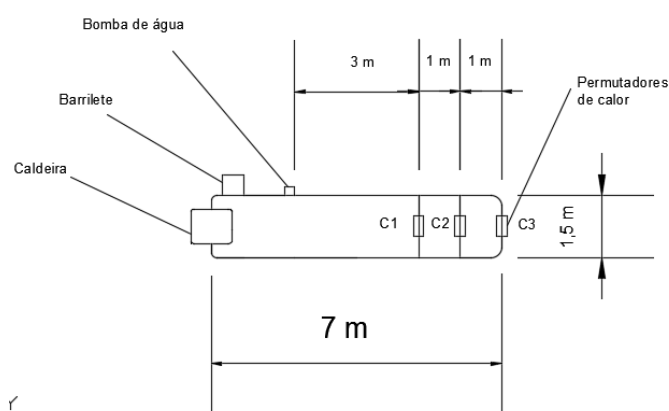
Em termos de manutenção, verifica-se que uma instalação de vapor possui vários elementos que requerem manutenção periódica, ao contrário dos sistemas de água, que apenas necessitam de manutenção nas bombas.

Após este estudo bibliográfico, concebeu-se um exemplo prático que permite comparar diferentes fluidos térmicos, água, vapor e o termofluido R114, numa situação exemplo, na qual se abastece um ponto de consumo de 50 kW. Assim, constatou-se que o fluido térmico que necessita

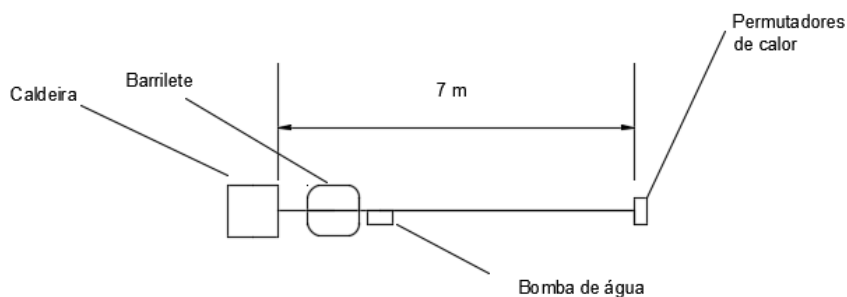


de menor caudal volúmico para transportar o calor pretendido é a água, conduzindo a tubagens de menores dimensões em instalações de água líquida. No entanto, o vapor apresenta menor perda de carga e menor perda de calor. Apesar disso, a necessidade de mais linhas em instalações de vapor, assim como os equipamentos e válvulas necessárias, aumenta a perda de carga nestas instalações, podendo fazer com que uma instalação de vapor possua maior perda de carga que uma instalação de água, a operar nas mesmas condições. A perda de calor é superior na água, mas a aplicação de isolamento pode facilmente superar essa desvantagem.

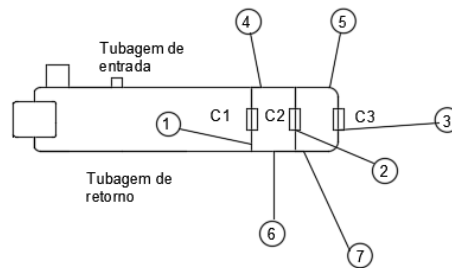
Por fim, apresentam-se os resultados obtidos no processo de dimensionamento, juntamente com as figuras esquemáticas da instalação, permitindo o fácil entendimento do que foi calculado.



**Figura 5.1** - Vista de cima do sistema de água quente que se pretende dimensionar.



**Figura 5.2** - Vista lateral do sistema a dimensionar.



**Figura 5.3** - Identificação e diferenciação de cada tubagem do sistema.

Como tal, apresenta-se novamente, de forma sucinta, as dimensões de cada tubagem, nomeadamente o diâmetro interior, exterior e o comprimento de cada tubo.

**Tabela 5.1** - Apresentação das dimensões essenciais de cada tubagem.

Tubagem	Diâmetro Exterior[m]	Diâmetro Interior[m]	Comprimento [m]
Entrada	0,194	0,183	5
Retorno	0,165	0,156	5
1	0,127	0,119	1,5
2	0,102	0,094	1,5
3	0,064	0,058	1,5
4	0,114	0,107	1
5	0,070	0,064	1
6	0,127	0,119	1
7	0,064	0,058	1

É também essencial definir concretamente cada componente, dado que a sua aquisição e montagem fará parte da implementação do sistema. Como tal, torna-se a apresentar cada componente do sistema. A bomba de água selecionada é produzida pela empresa Tempoflu, modelo HTW 300. Este elemento trata-se de uma bomba centrífuga de sucção apropriada para sistemas de água quente. Os permutadores de calor por placas escolhidos são fabricados na empresa Alfalaval. O vaso de expansão é fornecido pela empresa Aquecinox, sendo um vaso próprio para pressurização, tendo sido selecionado o vaso de maior capacidade disponível no seu catálogo, modelo au.ix.1000.cm. A caldeira selecionada é disponibilizada pela empresa Flucal, através de encomenda, tratando-se de uma caldeira aquotubular, concebida para sistemas de vapor, sendo, no entanto, facilmente adaptada para um sistema de água quente.

Em trabalhos futuros, seria interessante comparar instalações de vapor e de água a operar em condições semelhantes, analisando o seu investimento inicial, os seus custos de operação e a manutenção que necessitam, enfatizando a análise económica de ambas as redes de aquecimento.

Além disso, seria também pertinente envolver empresas neste processo, colaborando na implementação deste tipo de sistemas.

## Anexo

O presente anexo tem como intuito apresentar as linhas de programação que não se encontram presentes no capítulo 5, uma vez que estas tornariam o texto maçador e desajustado. Assim apresentam-se neste anexo as restantes linhas de programação, essenciais para o correto funcionamento do programa.

As linhas de programação referentes ao cálculo do caudal volúmico, calculados através da aplicação equação 4.3, encontram-se de seguida:

"Caudais volúnicos"

```
rho_r=m_dot_final/V_dot_r  
rho_1=m_dot_1/V_dot_1  
rho_2=m_dot_2/V_dot_2  
rho_3=m_dot_3/V_dot_3  
rho_e=m_dot_final/V_dot_e  
rho_e=m_dot_4/V_dot_4  
rho_e=m_dot_5/V_dot_5  
rho_r=m_dot_6/V_dot_6  
rho_r=m_dot_7/V_dot_7
```

**Figura A.1** - Linhas de programação para cálculo dos caudais volúnicos.

As linhas de programação referente ao processo de cálculo da área mínima e diâmetros requeridos, que resulta da aplicação das equações 4.6 e 4.7, encontram-se de seguida:

"Cálculo da área, admitindo velocidade constante."

```
v=1,5[m/s]  
V_dot_r=v*A_r  
V_dot_1=v*A_1  
V_dot_2=v*A_2  
V_dot_3=v*A_3  
V_dot_e=v*A_e  
V_dot_4=v*A_4  
V_dot_5=v*A_5  
V_dot_6=v*A_6  
V_dot_7=v*A_7
```

"Cálculo do Diâmetro"

```
A_r=pi*D_r^2/4  
A_1=pi*D_1^2/4  
A_2=pi*D_2^2/4  
A_3=pi*D_3^2/4  
A_e=pi*D_e^2/4  
A_4=pi*D_4^2/4  
A_5=pi*D_5^2/4  
A_6=pi*D_6^2/4  
A_7=pi*D_7^2/4
```

**Figura A.2** - Linhas de programação para cálculo da área e diâmetro requeridos.

O processo de recálculo da velocidade, após a consulta da tabela dos diâmetros normalizados de tubos de aço, consistiu no desenvolvimento das linhas de programação que se encontram de seguida, seguindo o mesmo exemplo que o apresentado anteriormente, tratando-se apenas de um recálculo após introdução de novas condições de funcionamento.

"Recalculando a velocidade"

```
V_dot_r=v_r*A_rfinal
V_dot_1=v_1*A_1final
V_dot_2=v_2*A_2final
V_dot_3=v_3*A_3final
V_dot_e=v_e*A_efinal
V_dot_4=v_4*A_4final
V_dot_5=v_5*A_5final
V_dot_6=v_6*A_6final
V_dot_7=v_7*A_7final
```

**Figura A.3** - Processo de recálculo da velocidade do escoamento no interior da tubagem.

Assim, apresenta-se a aplicação do procedimento Pipeflow, que irá permitir o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção e da perda de carga em linha, através da aplicação das linhas de programação apresentadas, identificando, entre aspas, a secção à qual pertence cada um dos Procedure executados:

"Perda de carga de cada tubo"

```
Call pipeflow('water',(T_máx+T_saída1)/2;P_uti;m_dot_1;D_1finalint;L_consumo;0,0035 : h_T1; h_H1 ;DELTA_P_1; Nusselt_T1; f_1; Re_1) "consumo 1"
Call pipeflow('water',(T_máx+T_saída2)/2;P_uti;m_dot_2;D_2finalint;L_consumo;0,0035 : h_T2; h_H2 ;DELTA_P_2; Nusselt_T2; f_2; Re_2) "consumo 2"
Call pipeflow('water',(T_máx+T_saída3)/2;P_uti;m_dot_3;D_3finalint;L_consumo;0,0035 : h_T3; h_H3 ;DELTA_P_3; Nusselt_T3; f_3; Re_3) "consumo 3"
Call pipeflow('water';T_máx;P_uti;m_dot_final;D_efinalint;L_depoisbomba;0,0035 : h_Tdb; h_Hdb ;DELTA_P_db; Nusselt_Tdb; f_db; Re_db) "perda de carga depois da bomba"
Call pipeflow('water';T_máx;P_uti;m_dot_final;D_efinalint;L_tuboentrada;0,0035 : h_Te; h_He ;DELTA_P_e; Nusselt_Te; f_e; Re_e) "perda de carga no tubo de entrada"
Call pipeflow('water';Temperatura_final;P_uti;m_dot_final;D_rfinalint;L_retorno;0,0035 : h_Tr; h_Hr ;DELTA_P_r; Nusselt_Tr; f_r; Re_r) "perda de carga no retorno"
Call pipeflow('water';Temperatura_final;P_uti;m_dot_final;D_rfinalint;L_caldeira;0,0035 : h_Tac; h_Hac ;DELTA_P_ac; Nusselt_Tac; f_ac; Re_ac) "perda de carga antes da caldeira"
Call pipeflow('water';T_máx;P_uti;m_dot_final;D_efinalint;L_caldeira;0,0035 : h_Tdc; h_Hdc ;DELTA_P_dc; Nusselt_Tdc; f_dc; Re_dc) "perda de carga depois da caldeira"
Call pipeflow('water';T_máx;P_uti;m_dot_4;D_4finalint;L_4;0,0035 : h_T4; h_H4 ;DELTA_P_4; Nusselt_T4; f_4; Re_4) "perda no tubo 4"
Call pipeflow('water';T_máx;P_uti;m_dot_5;D_5finalint;L_5;0,0035 : h_T5; h_H5 ;DELTA_P_5; Nusselt_T5; f_5; Re_5) "perda no tubo 5"
Call pipeflow('water';T_saída6;P_uti;m_dot_6;D_6finalint;L_6;0,0035 : h_T6; h_H6 ;DELTA_P_6; Nusselt_T6; f_6; Re_6) "perda no tubo 6"
Call pipeflow('water';Temperatura_final;P_uti;m_dot_7;D_7finalint;L_7;0,0035 : h_T7; h_H7 ;DELTA_P_7; Nusselt_T7; f_7; Re_7) "perda no tubo 7"
```

**Figura A.4** - Linhas de programação dos procedure realizados.

De seguida, apresentam-se as linhas de programação que permitem a determinação da perda de carga local. A figura 5.15 e as tabelas 5.3; 5.4 e 5.5 auxiliam na compreensão do que é realizado aqui, sendo que as linhas de programação resultam da aplicação da equação 4.16.

"Perda de carga local"

"Perdas de carga a direito nos tubos, curvas em T"

$$h_1 = K_3 \rho_e v_4^2 / 2$$

$$h_2 = K_3 \rho_e v_e^2 / 2$$

$$h_3 = K_3 \rho_r v_6^2 / 2$$

$$h_4 = K_3 \rho_3 v_7^2 / 2$$

"Perdas de carga em curvo nos tubos, curvas em T"

$$h_5 = K_1 \rho_e v_4^2 / 2$$

$$h_6 = K_1 \rho_e v_e^2 / 2$$

$$h_7 = K_1 \rho_r v_6^2 / 2$$

$$h_8 = K_1 \rho_3 v_7^2 / 2$$

"Perdas de carga, curva cotovelo 90 graus"

$$h_9 = K_2 \rho_e v_e^2 / 2$$

$$h_{10} = K_2 \rho_3 v_5^2 / 2$$

$$h_{11} = K_2 \rho_3 v_3^2 / 2$$

$$h_{12} = K_2 \rho_r v_r^2 / 2$$

**Figura A.5** - Linhas de programação referentes ao cálculo da perda de carga localizada.

As linhas de programação referentes ao somatório das perdas de carga e da conversão da perda de carga localizada em kPa encontram-se disponíveis de seguida:

```
Somatório_perdaslinha=DELTAP_1+DELTAP_2+DELTAP_3+DELTAP_db+DELTAP_e+DELTAP_r+DELTAP_ac+DELTAP_dc+DELTAP_4+DELTAP_5+DELTAP_6+DELTAP_7
Somatório_perdaslocaisk=h_1+h_2+h_3+h_4+h_5+h_6+h_7+h_8+h_9+h_10+h_11+h_12+h_13+h_14
Somatório_perdaslocaisk=Somatório_perdaslocaisk*convert(pa;kpa)
Somatório_final=Somatório_perdaslinha+Somatório_perdaslocaisk
```

**Figura A.6** - Linhas de programação referentes à determinação da perda de carga total.

Como tal, apresentam-se as também linhas de programação para calcular a perda de calor, através da aplicação da equação 4.15:

"Perda de calor"

k\_A=conductivity(Stainless\_AISI316; T=(T\_máx))

```

q_r=(Temperatura_final-T_amb)/((ln(D_rfinalex/D_rfinalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_T*0,001*2*pi*D_rfinalex)+ln((D_rfinalex+e_iso)/D_rfinalex)/(2*pi*k_iso)))
q_e=(T_máx-T_amb)/((ln(D_efinalex/D_efinalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_Te*0,001*2*pi*D_efinalex)+ln((D_efinalex+e_iso)/D_efinalint)/(2*pi*k_iso)))
q_1=((T_máx+T_saída1)/2-T_amb)/((ln(D_1finalex/D_1finalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_T1*0,001*2*pi*D_1finalex)+ln((D_1finalex+e_iso)/D_1finalex)/(2*pi*k_iso)))
q_2=((T_máx+T_saída2)/2-T_amb)/((ln(D_2finalex/D_2finalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_T2*0,001*2*pi*D_2finalex)+ln((D_2finalex+e_iso)/D_2finalex)/(2*pi*k_iso)))
q_3=((T_máx+T_saída3)/2-T_amb)/((ln(D_3finalex/D_3finalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_T3*0,001*2*pi*D_3finalex)+ln((D_3finalex+e_iso)/D_3finalex)/(2*pi*k_iso)))
q_4=(T_máx-T_amb)/((ln(D_4finalex/D_4finalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_H4*0,001*2*pi*D_4finalex)+ln((D_4finalex+e_iso)/D_4finalex)/(2*pi*k_iso)))
q_5=(T_máx-T_amb)/((ln(D_5finalex/D_5finalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_H5*0,001*2*pi*D_5finalex)+ln((D_5finalex+e_iso)/D_5finalex)/(2*pi*k_iso)))
q_6=(T_saída6-T_amb)/((ln(D_6finalex/D_6finalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_H6*0,001*2*pi*D_6finalex)+ln((D_6finalex+e_iso)/D_6finalex)/(2*pi*k_iso)))
q_7=(T_saída3-T_amb)/((ln(D_7finalex/D_7finalint)/(2*pi*k_A)+1/(h_H7*0,001*2*pi*D_7finalex)+ln((D_7finalex+e_iso)/D_7finalex)/(2*pi*k_iso)))

```

**Figura A.7-** Linhas de programação referentes ao cálculo da perda de calor.

Além disso, foram implementadas linhas de programação que auxiliassem na escolha do vaso de expansão a ser utilizado. Inicialmente, calculou-se o volume necessário para absorver as expansões e contrações do sistema, descrito pela equação 3.3.

De seguida, calculou-se  $V_3$  sendo este o maior valor obtido de dois critérios, já enunciados no capítulo 3: o volume de água necessário para cobrir o topo da linha de entrada da bomba por 16 cm ou o volume necessário para abastecer as linhas de consumo durante 30 segundos, baseando-se na capacidade da bomba. Cobrir o topo da linha por 16 cm é aproximadamente igual ao volume total da rede de tubagens, sendo este último valor calculado, embora seja claramente superior. Como o segundo critério é maior, apesar de se ter aproximado o primeiro critério por um valor maior, é irrelevante perder mais esforços a calcular o primeiro critério.

O cálculo do volume de pressurização é descrito pela equação 3.2. Realiza-se também o somatório, determinando o volume total. Assim, apresenta a figura A.8, com as linhas de programação referentes ao enunciado:

"Cálculo do volume de expansão"

```

Volume_2=(massa_total/rho_e-massa_total/rho_r)+(massa_que_atravessa_o_ponto2/rho_2-massa_que_atravessa_o_ponto2/rho_r)
DELTAT=30[s]
h_alurabomba=3+0,016

```

"Cálculo de ambos os critérios"

```

V3_1critério=A_rfinal*(L_retorno+L_caldeira)+A_e*L_tuboentrada+A_1final*L_consumo+A_2final*L_consumo+A_3final*L_consumo+
A_4final*L_4+A_5final*L_5+A_6final*L_6+A_7final*L_7
V3_2critério=V_dot_e*DELTAT

```

```

V_pressurização=0,2*(V3_2critério+Volume_2)
Volume_Total=V_pressurização+Volume_2+V3_2critério

```

"Barrilete"

"Cálculo da massa total do sistema"

```

massa_total=A_rfinal*(L_retorno+L_caldeira)*rho_r+A_e*rho_e*(L_tuboentrada)+A_1final*L_consumo*rho_1+A_2final*L_consumo*rho_2+
A_3final*L_consumo*rho_3+A_4final*L_4*rho_e+A_5final*L_5*rho_e+A_6final*L_6*rho_r+A_7final*L_7*rho_3
massa_que_atravessa_o_ponto2=(m_dot_2*massa_total)/m_dot_final

```

**Figura A.8** - Linhas de programação referentes ao cálculo da massa de combustível.

De seguida, procedeu-se ao cálculo da massa de combustível necessária para alimentar a caldeira, sendo esta expressa pela equação 4.17. As linhas de programação referentes a este processo encontram-se na figura A.9.

```
"Massa de combustível"  
PCI=34000[KJ/kg]  
lambda_caldeira=energiafornecida/(m_dot_comb*PCI)
```

**Figura A.9** - Linhas de programação referentes ao cálculo da massa de combustível.



# Referências

- [1] J. Paul Guyer, “Introduction to High Temperature Water Heating Plants”, 2011. Disponível em <https://www.cedengineering.com>. Acesso desde Março de 2017 a Junho de 2017.
- [2] Paul L. Geiringer, “High Temperature Water Heating - it's theory and practice for district and space heating applications”, 1963, John Wiley and Sons. Disponível na biblioteca da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Acesso desde Março a Junho de 2017.
- [3] Paulo Coelho, “Tabelas de Termodinâmica”, 2ª Edição, FEUPedições, 2012. Disponível na biblioteca da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Acesso desde Março a Junho de 2017
- [4] Carlos Pinho, “Sebenta Sistemas Térmicos”, Departamento de Engenharia Mecânica. Acesso regular desde Fevereiro a Maio de 2017.
- [5] Catálogo da ASM - Material Data Sheet. Disponível em <http://asm.matweb.com>. Acesso a 18 de Março de 2017
- [6] Catálogo da Flucal - Consulta dos seus produtos e artigos - Disponível em <http://www.flucal.pt>. Acesso em Abril de 2017.
- [7] Catálogo da Sondex - Consulta dos seus produtos e artigos - Disponível em <http://www.solinderg.com/sondex.html>. Acesso em Abril de 2017.
- [8] Catálogo da Tempuflo - Consulta dos seus produtos - Disponível em <http://mppumps.com>. Acesso em Abril de 2017
- [9] Página de apoio a Estudantes - Consulta de valores estimados acerca das características de aços convencionais - Disponível em <http://hidrotec.xpg.uol.com.br>. Acesso em Abril de 2017
- [10] Catálogo da Mercainox - Consulta de aços referenciados e convencionais - Disponível em <http://mercainox.pt> Acesso em Abril de 2017.
- [11] Catálogo da Faclima - Consulta de tubos de isolamento - Disponível em [www.faclima.pt](http://www.faclima.pt). Acesso em Maio de 2017.
- [12] Engineering Tool Box - Recolha de informação - Disponível em <http://www.engineeringtoolbox.com>. Acesso em Abril de 2017.
- [13] Industrial Insulation - Pesquisa acerca das características, vantagens e desvantagens dos diversos tipos de isolamento - Disponível em <http://www.industrialinsulation.com>. Acesso em Maio de 2017.
- [14] Seleção de permutadores - Disponível em <http://www.alfalaval.pt>. Acesso em Maio de 2017.

- [15] Estudo e aprendizagem da utilização do software EES - Disponível em <http://www.fchart.com>. Acesso em Março de 2017.
- [16] Catálogo da Aquecinox - Disponível em <http://www.aquecinox.pt>. Acesso em Maio de 2017.
- [17] Uso do software EES - Disponível em <http://www.fchart.com>. Acesso em Março de 2017.